

Trabajo Fin de Grado

CÁLCULO Y ANÁLISIS DEL CHASIS BASCULANTE DE UN REMOLQUE LIGERO

Autor

Paco Lacomá Lalana

Directora

Paula Canalís Martínez

Departamento de Ingeniería Mecánica

Titulación

Grado en Ingeniería Mecánica

ESCUELA DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA (EINA)

2021



RESUMEN

El objetivo principal de este Trabajo Fin de Grado es el estudio, análisis y diseño de un remolque ligero basculante compuesto por dos chasis, uno fijo y otro móvil.

Antes de empezar a realizar el estudio analítico del sistema, como introducción al proyecto, realizamos un estudio teórico de los remolques, normativa de seguridad, elementos del remolque, tipos... Obtenemos información teórica sobre los remolques la cual nos puede ayudar a entender mejor los cálculos analíticos.

Para realizar este estudio partimos de un remolque real, del cual cogemos las dimensiones principales, la forma, el material y el peso. A partir de estos datos obtenidos físicamente empezamos a realizar el estudio del sistema.

Primero, calculamos la máxima fuerza que realiza el cilindro hidráulico sobre los chasis al aplicar una carga distribuida por toda la superficie del remolque. A partir de este resultado, diseñamos el cilindro hidráulico realizando el dimensionamiento del vástago y del pistón. También diseñamos el pasador y las plaquetas en las que actúa el cilindro.

Una vez obtenida la mayor fuerza del cilindro, que corresponde a la posición más desfavorable del conjunto, estudiamos de manera analítica cada barra que compone el chasis móvil del remolque, dimensiones, fuerza que se aplica sobre ellas, diagramas de esfuerzo y coeficientes de seguridad. Diseñamos también los pasadores y las plaquetas que unen los dos chasis.

Finalmente, para terminar los cálculos analíticos estudiamos cada barra que compone el chasis fijo del remolque, realizando los diagramas de esfuerzo y obteniendo los coeficientes de seguridad.

Una vez estudiado totalmente el remolque mediante cálculos analíticos realizamos el modelado del sistema en 3D con el software SolidWorks. Con esta herramienta de cálculo por elementos finitos realizamos el análisis estático y de rigidez de los dos chasis por separado. Esto nos permite obtener las tensiones y desplazamientos del sistema.

Para terminar nuestro proyecto realizamos una optimización del sistema. Con los resultados obtenidos y algunos estudios complementarios aplicando diferentes hipótesis de carga sobre la superficie del modelo real, proponemos un remolque alternativo que mejora las prestaciones del remolque inicial.



ÍNDICE

1.INTRODUCCIÓN	4
1.1 Motivación	4
1.2 Objetivos	4
1.3 Descripción	5
2. ESTUDIO DE LOS REMOLQUES	7
2.1 Normativa de seguridad en remolques.....	7
2.2 Elementos del remolque	10
2.3 Tipos de remolques	10
2.4 Acople del vehículo tractor al remolque.....	12
3. DEFINICIÓN DEL REMOLQUE A ANALIZAR	15
4. HIPÓTESIS DE PARTIDA.....	17
5. CALCULOS ANALÍTICOS.....	18
5.1 Dimensionamiento del accionamiento	18
5.1.1 Cálculo de la fuerza del cilindro	18
5.1.2 Dimensiones del cilindro	20
5.1.3 Cálculo de las uniones	23
5.2 Cálculo del chasis móvil.....	24
5.2.1 Comprobación de los perfiles.....	24
5.2.2 Cálculo de las uniones	27
5.3 Cálculo del chasis fijo	28
6. MODELO EN SOLIDWORKS	31
6.1 Simulación del Chasis Móvil	31
6.2 Simulación del Chasis Fijo	32
7. OPTIMIZACIÓN DEL MODELO.....	34
7.1 Optimización del Chasis Móvil	34
7.2 Optimización del Chasis Fijo.....	35
8. CONCLUSIONES	36
9. BIBLIOGRAFÍA	37
10. ANEXOS	38
ANEXO I: PERFILES METÁLICOS UTILIZADOS.....	38



I.I Características del Material.....	38
I.II Perfil 1	40
I.III Perfil 2	40
I.IV Perfil 3	41
I.V Perfil 4	42
I.VI Perfil 5	43
ANEXO II: PESO DEL CHASIS MOVIL	45
ANEXO III: CILINDRO HIDRÁULICO	47
ANEXO IV: DISEÑO DEL PASADOR Y PLAQUETAS DEL CILINDRO	53
IV.I Fallo del pasador por aplastamiento	53
IV.II Fallo del pasador por doble cortadura.....	54
IV.III Dimensionamiento anchura plaqueta cilindro	55
ANEXO V: CHASIS MÓVIL.....	58
V.I Dimensiones chasis móvil	58
V.II Barras Perfil Cuadrado	59
V.III Barra Fuerza Cilindro Chasis Móvil.....	62
V.IV Larguero en C.....	63
V.V Barra Apoyo Chasis Móvil	67
ANEXO VI: DISEÑO DEL PASADOR Y PLAQUETAS UNIÓN CHASIS	71
VI.I Fallo por aplastamiento	71
VI.II Fallo por doble cortadura.....	72
VI.III Dimensionamiento anchura plaqueta unión chasis.....	72
ANEXO VII: CHASIS FIJO	75
VII.I Barra Fuerza Cilindro Chasis Fijo	76
VII.II Barra Principal del Chasis Fijo	77
ANEXO VIII: CATÁLOGO CILINDRO HIDRÁULICO	81
ANEXO IX: SIMULACIÓN EN SOLIDWORKS	85
IX.I Estudio del chasis móvil	85
IX.II Estudio del chasis fijo	95
ANEXO X: OPTIMIZACIÓN DEL MODELO EN SOLIDWORKS	107
X.I: Chasis Móvil	107
X.II: Chasis Fijo	116



1.INTRODUCCIÓN

1.1 Motivación

El principal motivo por el cual he realizado este proyecto es porque este remolque lo he tenido siempre en el corral de mi casa, lo he utilizado mucho y le tengo cierto cariño. Me hacía ilusión, ya que mi grado me lo permite, realizar un estudio intensivo de este. Además la realización de este proyecto está relacionada con dos de las asignaturas que más me han gustado de la carrera: Criterios de diseño de máquinas y Resistencia de materiales.

Por todos estos motivos creía que el cálculo y análisis del chasis de este remolque era una opción idónea para realizar mi Trabajo Fin de Grado.

Además, otro aspecto muy importante de esta elección, era que con la crisis sanitaria actual producida por el coronavirus, sabía que al tener el remolque en el corral de casa, pasara lo que pasara (restricciones, confinamiento, etc..), siempre podría acceder a la toma de datos o a realizar las mediciones necesarias. Otros compañeros tuvieron que dejar sus proyectos un tiempo, o realizar otros proyectos debido a la imposibilidad de la toma de datos, por eso otro de los motivos de la elección del tema de trabajo fue este.

1.2 Objetivos

El objetivo principal de este Trabajo Fin de Grado es el estudio, análisis y diseño de un remolque ligero basculante para comprobar que resiste la carga máxima que se le puede aplicar.

En concreto nos centramos en los chasis del remolque, el chasis fijo y el chasis móvil o basculante. Calculamos la posición más desfavorable del sistema al aplicar sobre él una carga superficial y a partir de ahí dimensionamos y comprobamos la resistencia de cada barra de los chasis.

También dimensionamos el cilindro hidráulico y las uniones principales con el fin de que resistan la carga aplicada.

Después realizamos el modelado en 3D del remolque y mediante herramientas de cálculo por elementos finitos realizamos el análisis estático y de rigidez del sistema.

Para finalizar estudiamos varias hipótesis de trabajo aplicando diferentes cargas sobre la superficie del remolque y proponemos un modelo de remolque alternativo con prestaciones mejoradas respecto al remolque inicial.



1.3 Descripción

En este apartado vamos a realizar una breve descripción de la estructura de nuestro Trabajo fin de Grado.

En primer lugar realizamos un estudio teórico de los remolques. Estudiamos la normativa de seguridad y la normativa vial. Definimos los elementos del remolque, los tipos y los diferentes acoples del remolque al vehículo. Esta parte teórica nos permite introducirnos un poco en el mundo de los remolques lo cual nos puede facilitar los cálculos analíticos ya que siempre es más fácil analizar y diseñar un sistema del cual te has informado previamente.

En segundo lugar nos centramos en el remolque que vamos a analizar. Realizamos una descripción detallada del mismo, diferenciando cada parte y explicando las uniones entre ellas, apoyándonos en imágenes reales del remolque.

Una vez realizado un estudio teórico de los remolques y definido el remolque a analizar empezamos a realizar cálculos analíticos. Para nuestro cálculo nos centramos en los dos chasis del remolque, el chasis fijo y el chasis móvil o basculante. Los estudiamos como estructuras independientes.

Aplicamos una carga superficial al remolque, en nuestro caso, la máxima que puede llevar para estar dentro de la ley. A partir de esta carga calculamos la posición más desfavorable del sistema y realizamos la comprobación de resistencia de cada barra que forman los chasis.

Antes de ponernos a analizar los chasis calculamos la máxima fuerza que ejerce el cilindro sobre ellos. También diseñamos el propio cilindro, realizando el dimensionamiento del pistón y del vástago, y diseñamos los pasados y las plaquetas en las que se aplica la fuerza de este.

Una vez realizados estos cálculos estudiamos el chasis móvil. Calculamos la máxima tensión que soporta cada barra realizando los diagramas de esfuerzo y obtenemos los coeficientes de seguridad.

Después diseñamos el pasador y las plaquetas que unen los dos chasis para saber las reacciones que genera un chasis sobre el otro.

Finalmente, para terminar los cálculos analíticos realizamos el estudio del chasis fijo. Al igual que hemos hecho con el chasis móvil, calculamos la máxima tensión que soporta cada barra realizando los diagramas de esfuerzo y obtenemos los coeficientes de seguridad.



Posteriormente realizamos el modelo de nuestro remolque en 3D con el programa SolidWorks. Primero realizamos cada pieza del chasis individualmente. Cuando hemos realizado todas las piezas, las unimos en un ensamblaje mediante las relaciones de posición del programa. Una vez tenemos los chasis modelados en el programa realizamos el análisis estático y de rigidez del conjunto. Añadimos las sujeciones y cargas externas correspondientes, realizamos el mallado del sistema y finalmente realizamos el estudio para obtener resultados deseados.

Para finalizar, realizamos varios estudios aplicando cargas sobre el remolque en diferentes posiciones. A partir de estos resultados y los obtenidos anteriormente, proponemos, también en SolidWorks, una optimización del remolque que consiste en un modelo mejorado de este.



2. ESTUDIO DE LOS REMOLQUES

Incorporar un remolque a nuestro vehículo es una buena opción si necesitamos ampliar el espacio de carga o transportar una caravana o algún otro elemento voluminoso. Estos sistemas, concebidos para ser remolcados por un vehículo a motor, permiten cargar esos bultos de más que no caben en el vehículo.

2.1 Normativa de seguridad en remolques

El uso de un remolque está sujeto a diversas normativas. Es importante conocerlas y respetarlas para garantizar nuestra seguridad y la de los demás vehículos en la carretera.

El comité europeo de normalización aprobó en 1999, la norma EN1853, con el título “Remolques con caja basculante. Seguridad”, que se acuerda y se incorpora a la normativa española como norma UNE-EN 1853 en diciembre de 1999.

Cualquier fabricante que tenga que homologar un remolque para que el comprador pueda matricularlo, debe, asimismo, entregar con el remolque una “autocertificación” en la que se indique que el modelo cumple con la directiva de seguridad. No se considera suficiente la homologación para circular por vías públicas si trata de remolques basculantes o con funciones agrícolas.

Permiso necesario para llevar un remolque

El permiso B es válido para:

- Todos los remolques con Masa Máxima Autorizada (MMA) de menos de 750 kg. (Incluida masa del remolque + masa de la carga)
- Remolques con MMA mayor o igual a 750 kg, que, sumado al peso en vacío del vehículo sea inferior a 3500 kg.

El permiso B96 es válido para:

- Remolques con un peso superior a 750 kg que, junto con el peso del coche, excedan los 3500 kg, pero que no superen los 4250 kg.

El permiso B+E es obligatorio en los siguientes casos:

- Remolques con un peso superior a 750 kg que, junto con el peso del coche, excedan los 4250 kg.



Seguro necesario para llevar un remolque

Remolque con MMA de menos de 750 kg (ligeros):

- Para remolques de menos de 750 kg no se necesita ningún seguro a parte del seguro del vehículo, pero sí que es obligatorio notificarlo a la compañía de seguros para que incluyan el remolque y el enganche.

Remolque con MMA igual o superior a 750 kg (no ligeros):

- Para remolques de más de 750 kg es obligatorio que lleven un seguro y una matrícula independientes

Matriculación del remolque

Remolque con MMA de menos de 750 kg:

- Es obligatorio llevar siempre en el coche la ficha técnica del remolque, además de poner una placa de matrícula que coincida con la de tu vehículo

Remolque con MMA igual o superior a 750 kg:

- En el caso de remolques no ligeros, es obligatorio que lleve su propia matrícula, por lo que hay que matricularlo en la Jefatura de Tráfico, y llevar siempre en el coche la factura de compra. Deberás colocar la matrícula del remolque en la parte posterior, además de la placa de matrícula del vehículo que lo arrastra.

Velocidad de vehículo con remolque

Si la Masa Máxima del Conjunto (vehículo + remolque + carga) excede de los 3500 kg, es obligatorio limitar la velocidad a 80 km/h en carreteras y a 90 km/h en autopistas. Si no excede este nivel de carga las restricciones de velocidad son las mismas que para un vehículo normal.

Sistema de frenado del remolque

El remolque debe estar equipado con un sistema de frenado si se trata de un remolque no ligero, es decir, si la MMA es igual o superior a 750 kg. También será necesario contar con un sistema de frenado si la MMA del remolque es mayor que la mitad del peso en vacío del vehículo tractor.

La cadena de seguridad es obligatoria para todos los remolques con freno. No se requiere en otros modelos, pero es muy recomendable. La cadena de seguridad está instalada entre el remolque y el gancho de remolque.

Léxico del remolque

MMA: La Masa Máxima Autorizada de un vehículo es la masa máxima que puede tener un vehículo que circula por la vía pública, una vez cargado.

MMC: Masa máxima del conjunto. Es la masa máxima que puede alcanzar el conjunto del vehículo tractor, el remolque y la carga del mismo.

TARA: Masa del vehículo, con su equipo fijo autorizado, sin pasajeros ni carga, y con su dotación completa de agua, combustible, lubricante, repuestos, herramientas y accesorios necesarios.

MMR: Masa máxima remolcable. Es la masa máxima que puede remolcar nuestro coche, se expresa como “cf/sf” que significa con freno y sin freno respectivamente.

Nos podemos apoyar en la Figura 1 para entender mejor algunas siglas utilizadas para definir los parámetros del remolque.



Figura 1. Señal explicativa del léxico del remolque.

Longitud máxima del conjunto

La longitud máxima que puede tener un conjunto vehículo tractor + remolque para poder circular por carretera es de 12 metros. Solo los vehículos articulados y los autobuses pueden sobrepasar esta medida sin infringir la ley.

Acople del remolque al vehículo

La instalación y utilización de un remolque en nuestro vehículo precisa de un sistema de acoplamiento que sirva para fijarlo y para establecer las conexiones con el vehículo. Para instalarlo debemos acudir a nuestro concesionario o taller de confianza para saber qué sistema de anclaje se adecúa mejor a las características de nuestro automóvil y remolque.

A la hora de comprar un remolque debemos asegurarnos de que está homologado y de que se nos entrega la tarjeta ITV del remolque tras la adquisición.

La instalación de un sistema de acoplamiento es una reforma, es decir, una modificación de los elementos del vehículo. Por lo tanto, al realizarla disponemos de un plazo de 15 días para verificar y legalizar la reforma. Esta legalización, realizada en un centro de Inspección Técnica de Vehículos, constará en la parte trasera de la tarjeta ITV del vehículo tractor modificado.

Seguridad y prevención

Circular con un remolque no es igual que hacerlo sin él, pues existen diversos factores que afectan a la conducción y que se deben tener muy en cuenta para una circulación segura. En concreto, como vemos en la Figura 2, hay tres situaciones principales que hay que conocer y saber manejar.



Figura 2. Situaciones importantes a tener en cuenta cuando el vehículo lleva un remolque acoplado.

2.2 Elementos del remolque

Consta como mínimo de chasis, ruedas, superficie de carga y, dependiendo de su peso y dimensiones, frenos propios. Hay remolques cerrados, abiertos y en forma de plataforma para poder transportar grandes maquinarias e incluso automóviles.

2.3 Tipos de remolques

Antes de empezar a definir los tipos de remolque veo necesario realizar las siguientes distinciones para poder entender mejor lo que estamos definiendo.

Diferencia entre remolque, semirremolque y vagón.

Remolque: plataforma o armazón con ruedas remolcada por un vehículo mediante un enganche, que se utiliza para el transporte de carga o de animales.



Semirremolque: conjunto formado por un camión u otro vehículo tractor y un remolque sin ruedas delanteras que va articulado al primero reposando parte de su peso sobre el mismo.

Vagón: plataforma o cabina que se traslada a través de rieles de un ferrocarril y es arrastrada por una locomotora o una persona, en donde viajan la carga o los pasajeros.

1. Remolque de enganche o completo

Un remolque de enganche es aquel que tiene un mínimo de dos ejes, y al menos uno de ellos le otorga dirección al remolque. Transmite al vehículo que lo arrastra una carga de menos de 100 kg. A parte, el remolque de enganche tiene la funcionalidad de desplazarse verticalmente respecto al vehículo tractor.

2. Remolque con eje central

Remolque provisto de un dispositivo de enganche que no puede desplazarse verticalmente en relación con el remolque y cuyo eje o ejes están situados próximos al centro de gravedad del vehículo de forma que solo transmita al vehículo de tracción una pequeña carga estática vertical.

3. Semirremolque

Es lo que comúnmente entendemos por tráiler. En este caso el remolque no dispone de eje delantero. Va acoplado directamente sobre el vehículo de tracción, transmitiéndole parte de su carga.

4. Remolque agrícola

Se trata del tipo de remolque con una utilidad más específica. Como su propio nombre indica, es el que va unido a la maquinaria destinada a labores agrícolas. Con el paso de los años se ha convertido en un elemento indispensable en cualquier actividad del campo.

5. Caravana

Una caravana, casa móvil o casa rodante es un tipo de vehículo de remolque cerrado y que incluye en él un mobiliario básico en su interior a modo de casa u hogar móvil, normalmente con el objetivo de usarlo de vivienda durante los viajes, empleando como elemento tractor, para su desplazamiento, un automóvil.



2.4 Acople del vehículo tractor al remolque

Entre los sistemas que se pueden instalar en un vehículo, cabe destacar el enganche de remolque. No puede ser instalado de forma particular, sino que debe ser en un taller o concesionario.

El enganche de remolque normalmente conocido como bola de remolque, es un sistema de mucha utilidad para multitud de situaciones, como arrastrar un carrillo, una caravana, llevar cajón para transportar equipaje o animales, bicicletas, etc.

Es un accesorio opcional en el equipamiento del vehículo, pudiendo venir montado de serie o montarlo posteriormente. Si el enganche de remolque viene montado de serie en el vehículo, aparecerá en la ficha técnica.

Si por el contrario nuestro vehículo no tiene enganches de remolque y queremos instalarlo, debemos saber que esta modificación se considera una Reforma de Importancia.

TIPOS DE ENGANCHE PARA REMOLQUE

Enganches móviles o retráctiles:

Son los últimos que se están montando en vehículos y dan respuesta a la necesidad de algunos conductores que no quieren o no pueden llevar instalado de forma permanente el enganche de remolque. Se utilizan en vehículos privados y para otro tipo de vehículos siendo los más habituales por su montaje los siguientes:

1. Enganche desmontable vertical automático: es uno de los enganches más caros, modernos y ligeros. Se puede poner y quitar en cuestión de unos segundos con total comodidad y sin esfuerzo alguno. Este tipo de enganche de remolque respeta la estética del vehículo al estar oculto entre el paragolpes y el chasis, en caso de no tenerlo que utilizar.
2. Enganche desmontable semiautomático u horizontal: es un enganche perfecto si quieres que la bola de remolque pase desapercibida sin afectar a la estética del vehículo. La bola de enganche se puede quitar del soporte sin herramientas y en cuestión de unos segundos.



Enganches fijos:

Son las bolas de enganche tradicionales que se utilizan para sujetar los remolques en los vehículos y la forma que utilizan de fijación es manual, denominándose enganches fijos. Este tipo de enganches no se pueden quitar, de ahí su denominación de enganches fijos y para desmontarlos se necesitan llaves y herramientas y emplear tiempo en hacerlo.

Son enganches de remolque válidos para la mayoría de los coches, siendo los más económicos a la hora de comprarlos. Dentro de los enganches fijos podemos encontrar los siguientes o más habituales:

1. Enganche de remolque con rótula o cuello de cisne: son sencillos y básicos en cuanto a su diseño, siendo muy funcionales y también eficaces, montándose en vehículos para un uso frecuente.
2. Enganche tipo placa o de fijación clásica: la bola del enganche va colocada fija en el paragolpes del coche, habitualmente montada en vehículos comerciales o SUV y todo terreno.
3. Enganche mixto: en caso de enganche mixto, el soporte donde va puesta la bola va fijo, pero la bola se puede quitar fácilmente.

Hay que destacar que, si llevamos montado en nuestro vehículo un enganche de remolque móvil o retráctil y lo llevamos puesto sin llevar enganchado el remolque, podemos ser objeto de una sanción por la autoridad competente debido a que debemos llevarlo quitado una vez que hemos desenganchado el remolque u otro elemento que llevemos enganchado en él como puede ser porta bicis, trasportín para animales, etc.

En cambio, en enganches fijos al ser complicado quitar la bola y hacer falta herramientas para ello, podemos circular sin problemas con el sistema puesto.

EL BASTIDOR

El bastidor cumple la doble función de soportar el peso de la estructura superior y dar al conjunto la suficiente rigidez para evitar cualquier tipo de deformación. Hoy en día, lo normal es que el bastidor esté fabricado en acero galvanizado con unos grandes agujeros circulares, o al menos ovalados, que aportan ligereza, pero no repercuten negativamente en la rigidez del conjunto. El motivo de la forma redonda u ovalada es que los agujeros sin aristas dan más rigidez que uno con aristas, como por ejemplo un cuadrado.



Una pieza que forma parte del bastidor y que recibe nombre propio por su importancia es la lanza, que es la parte delantera del bastidor y es el punto de unión del remolque con el enganche del vehículo tractor. Considero de vital importancia esta parte no sólo porque es la que se encarga de una correcta fijación entre vehículo y remolque, sino porque es donde se localiza el mando que acciona los frenos de la caravana o remolque.

3. DEFINICIÓN DEL REMOLQUE A ANALIZAR

El remolque que se va a analizar y estudiar en este proyecto es un remolque con eje central, como ya hemos definido anteriormente, un remolque de esta tipología es el que tiene su eje o ejes situados próximos al centro de gravedad del vehículo de forma que solo transmite al vehículo tractor una pequeña carga estática vertical. Además, no puede desplazarse verticalmente en relación con el remolque.

El remolque propuesto es pequeño, las dimensiones principales son 3015 [mm] de largo, 1198 [mm] de ancho y 1100 [mm] de alto. En la Figura 3 podemos ver el remolque real en el que nos hemos basado para realizar este proyecto.



Figura 3. Fotos del remolque real que hemos tomado como modelo del Trabajo Fin de Grado.

El remolque consta de los siguientes elementos:

1. Superficie de carga abierta
2. Chasis móvil
3. Chasis fijo
4. Cilindro hidráulico
5. Eje
6. Bastidor

Hemos realizado un modelo 3D del remolque con las dimensiones reales de este, el cual nos va a ayudar a obtener datos para la realización de los cálculos. Podemos ver el modelo 3D en la Figura 4.

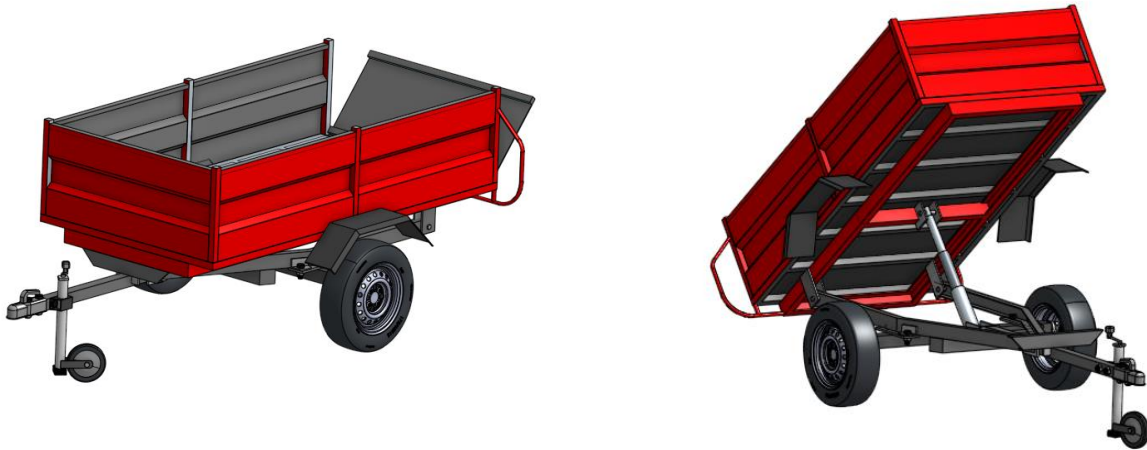


Figura 4. Modelo 3D del remolque a analizar.

El chasis fijo tiene forma triangular en su parte delantera y rectangular en su parte trasera. Está unido al eje mediante unas chapas atornilladas en la parte inferior. Mediante 2 pasadores colocados en su parte trasera está unido al chasis móvil. En la parte delantera de este se encuentra el bastidor.

El eje está unido al chasis fijo. En los extremos del eje se encuentran las ruedas, las cuales tienen un guardabarros que va unido a la plataforma de carga.

El chasis móvil tiene forma rectangular, está unido a la plataforma de carga mediante soldadura y como hemos descrito antes, está unido al chasis fijo por la zona trasera del remolque mediante 2 pasadores que le permiten rotar sobre su eje.

La plataforma de carga tiene forma de prisma rectangular, aunque está abierto por la cara superior. La parte posterior se puede abrir para así poder descargar fácilmente la carga que lleve el remolque.

El cilindro hidráulico está unido tanto al chasis fijo como al móvil mediante pasadores y al accionarse es el que permite al remolque bascular y realizar la descarga.

El bastidor está unido al chasis fijo mediante una placa soldada. Tiene la función de equilibrar el remolque cuando esta desenganchado. En la parte delantera del bastidor se encuentra la lanza la cual permite unir el remolque con el vehículo tractor.

4. HIPÓTESIS DE PARTIDA

Como hemos visto antes, el remolque a analizar es un remolque ligero, por lo tanto, entre su propio peso y el peso de la carga no puede sobrepasar los 750 kg para no infringir la ley.

El remolque pesa en vacío unos 300 kg por lo tanto la máxima carga que puede llevar es de 450 kg. Vamos a realizar todos los cálculos basándonos en una carga de este valor.

Vamos a dividir el chasis en 2 partes, el chasis móvil o basculante y el chasis fijo.

En la Figura 5 podemos ver representado en color gris el chasis móvil o basculante y representado en color azul el chasis fijo.



Figura 5. Uniones y apoyos de los chasis del remolque.

El chasis móvil está unido al fijo con un pasador mediante unas plaquetas (naranja), este pasador le permite rotar. En reposo, cuando el chasis móvil no tiene inclinación, tiene un apoyo (rojo) en el chasis fijo.

El peso máximo que puede llevar el carro son 450 kg = 4410 N.

Las dimensiones del chasis móvil son 2230x1198 [mm], por lo tanto vamos a tener una carga distribuida por toda la superficie del remolque de:

$$q = \frac{Fuerza}{Area} = \frac{4410 [N]}{2230 * 1198 [mm]} = 1,65 * 10^{-3} \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Vamos a partir de este valor de carga distribuida para realizar nuestros cálculos analíticos.

5. CALCULOS ANALÍTICOS

En este apartado vamos a explicar los cálculos analíticos que hemos realizado para completar el estudio de nuestro remolque y a exponer los resultados más significativos que hemos obtenido.

5.1 Dimensionamiento del accionamiento

5.1.1 Cálculo de la fuerza del cilindro

En primer lugar para comenzar a realizar el estudio hemos calculado el peso total del chasis móvil.

Como vemos en la Figura 6, el chasis móvil está compuesto por 7 barras horizontales de longitud 1198 milímetros, con un perfil cuadrado hueco de 40 milímetros de lado y dos largueros de longitud 2230 milímetros con este mismo perfil que las unen.

Soldado en la parte inferior de este conjunto de barras de perfil cuadrado hay un larguero con un perfil en "C" de 78 milímetros de alto, que tiene forma de rectángulo de dimensiones 2230x860 milímetros. Además hay una barra unida al larguero, que se encuentra a 1210 milímetros de la parte delantera del chasis, con un perfil también en "C", en la que se aplica la fuerza del cilindro y permite bascular al remolque.

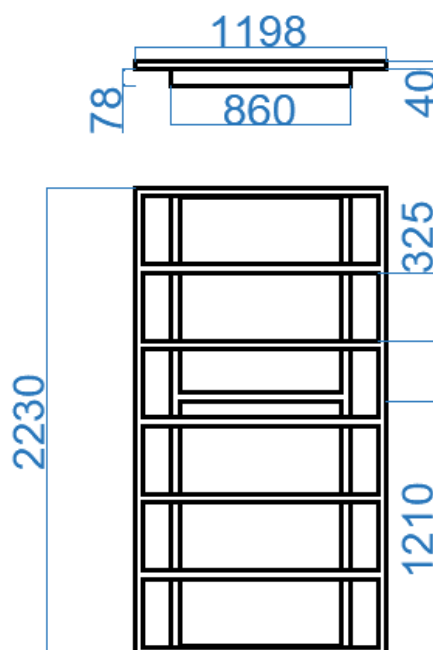


Figura 6. Dimensiones del chasis Móvil.

En el ANEXO I: PERFILES METÁLICOS UTILIZADOS, definimos el material de nuestro remolque y los perfiles de las diferentes barras que lo forman.

Con esta información calculamos el peso del chasis de la siguiente manera:

$$P_{total\ Chasis} = P_{barra\ perfil\ cuadrado} + P_{barra\ perfil\ "C"} + P_{barra\ fuerza\ cilindro}$$

Obtenemos como resultado **861,97 [N]**. Los cálculos están expuestos en el ANEXO II: PESO DEL CHASIS MOVIL.

En segundo lugar, con la información del peso del chasis móvil, calculamos la fuerza que ejerce el cilindro hidráulico sobre los chasis. El cilindro tendrá que levantar el peso del propio chasis móvil más la carga superficial a la que está sometido nuestro remolque, que es de 4410 [N], es decir, un peso total de 4410[N] + 861,97[N]= 5271,97 [N].

El diagrama de sólido libre que nos permite calcular la fuerza del cilindro es el representado en la Figura 7.

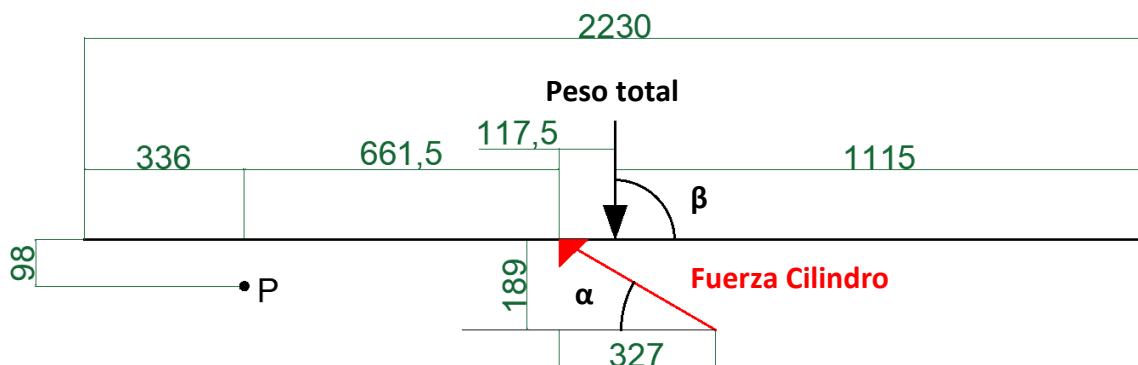


Figura 7. Acción del cilindro hidráulico sobre el chasis móvil.

El punto "P" corresponde al punto de rotación del chasis móvil, que se encuentra en las plaquetas que unen los dos chasis. Realizamos el sumatorio de momentos desde este punto para calcular la fuerza del cilindro.

$$\sum M_P = 0$$

$$\sum M_P = P_{Total} * \text{sen}(\beta) * (1115 - 336) - P_{Total} * \text{cos}(\beta) * 98 - F_{cil} * \text{sen}(\alpha) * 661,5 - F_{cil} * \text{cos}(\alpha) * 98 = 0$$

Hay que tener cuidado porque el chasis móvil no está siempre en la misma posición, depende de la inclinación en la que se encuentre, la fuerza del cilindro variará. Tenemos que calcular la posición en la que la fuerza del cilindro es mayor, que corresponderá a la situación más desfavorable del sistema.

Dando valores al ángulo " α " desde la posición inicial (chasis sin bascular, completamente horizontal), hasta la posición final (chasis completamente basculado, inclinación máxima), obtenemos los diferentes valores de la fuerza del cilindro.

Todos los cálculos realizados están expuestos en el ANEXO III: CILINDRO HIDRÁULICO. Obtenemos un valor máximo de la fuerza del cilindro de **9876,9 [N]**. Este resultado se da en la posición inicial, justo cuando el cilindro empieza a levantar el remolque. Vamos a basar nuestros cálculos en esta posición ya que es la más desfavorable.

5.1.2 Dimensiones del cilindro

Una vez calculada la fuerza del cilindro dimensionamos el vástago y el pistón.

5.1.2.1 Dimensionamiento del Vástago

El vástago "empuja" al elemento que pretende mover. Por acción-reacción trabajará a compresión, por lo tanto el posible fallo es por pandeo.

El factor de pandeo de nuestro cilindro es $\beta=2$, ya que la unión con el vástago es articulada y guiada y el cilindro está fijado mediante articulación en la parte posterior como se muestra en la Figura 8.

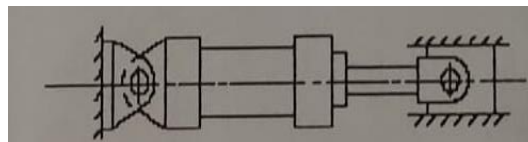


Figura 8. Representación del tipo de cilindro hidráulico que tenemos en el remolque.

La carrera del cilindro la podemos calcular con las distancias obtenidas de la posición inicial y la posición final del cilindro en el ANEXO III: CILINDRO HIDRÁULICO.

En la Figura 9 vemos un esquema en el que nos vamos a apoyar para poder calcular la carrera del cilindro.

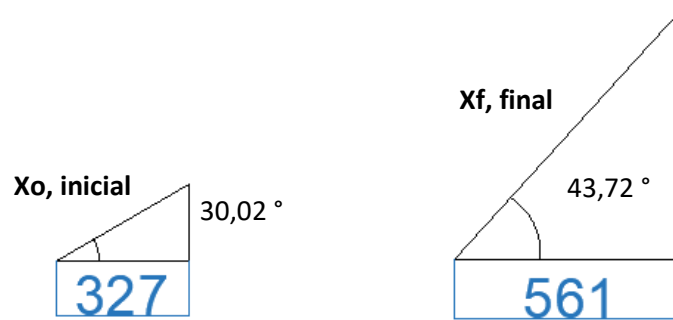


Figura 9. Esquema para el cálculo de las longitudes inicial y final del cilindro hidráulico.

$$X_o = \frac{327}{\cos(30,02)} = 377,66 \text{ [mm]}$$

$$X_f = \frac{561}{\cos(43,72)} = 776,23 \text{ [mm]}$$

$$\text{Carrera del cilindro} = X_f - X_o = 776,23 - 377,66 = 398,57 \text{ [mm]}$$

$$\text{Longitud de Pandeo} = \text{Carrera del cilindro} * \beta = 398,57 * 2 = 797,14 \text{ [mm]}$$

Recordamos que la fuerza del cilindro, obtenida en el ANEXO III: CILINDRO HIDRÁULICO, es $F_{cil} = 9876,9 \text{ [N]}$.

Por lo tanto, apoyandonos en la Figura 10, trazando líneas perpendiculares a nuestros valores de fuerza y longitud de pandeo, obtenemos que el diámetro necesario de nuestro vástago es:

$$\phi_{vástago} = 40 \text{ [mm]}$$

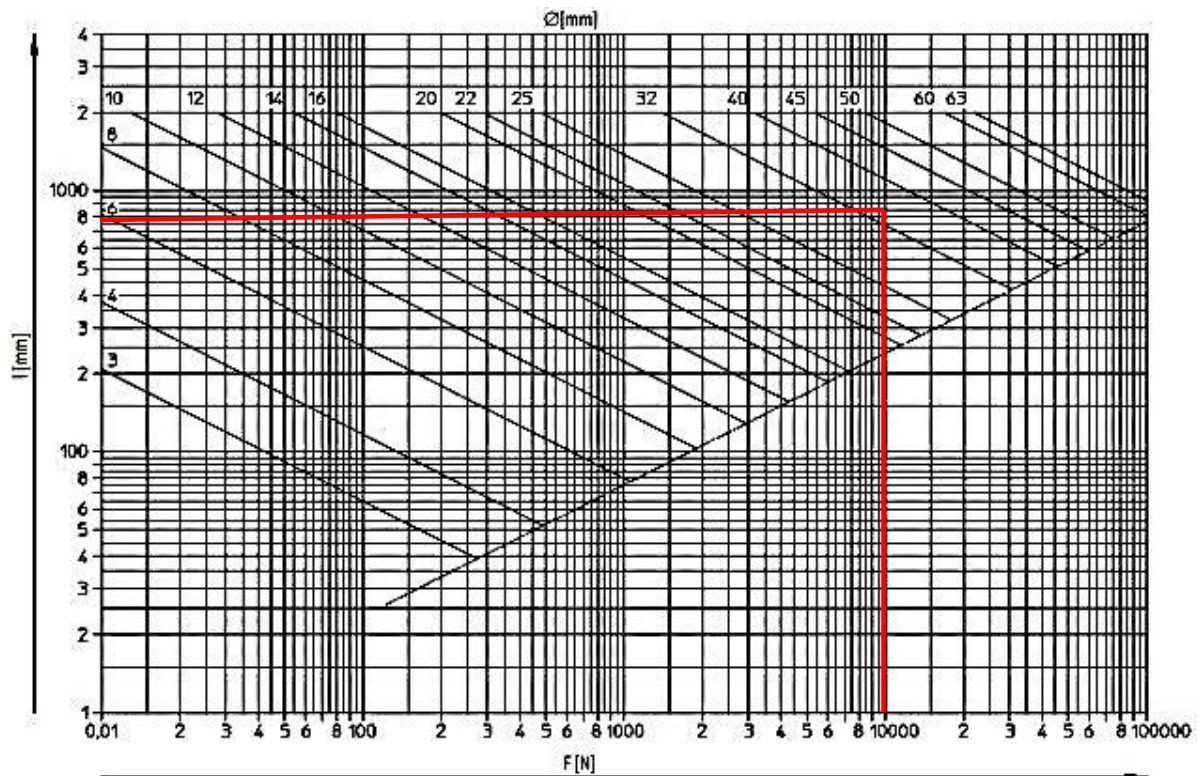


Figura 10. Gráfica dimensionamiento diámetro del cilindro trabajando a pandeo.

5.1.2.2 Dimensionamiento del pistón

El área necesaria que tiene que tener el pistón del cilindro se calcula como:

$$Area [mm^2] = \frac{F_{cil}[N]}{Presion_{trabajo}[\frac{N}{mm^2}]}$$

La presión de trabajo que nos proporciona el fabricante es de 3,5 [MPa], podemos ver la tabla de características del cilindro proporcionada por el fabricante en el ANEXO VIII: CATÁLOGO CILINDRO HIDRÁULICO.

$$Area = \frac{9876,9}{3,5} = 2821,97 [mm^2]$$

$$A = \pi r^2 = 2821,97 [mm^2] \rightarrow r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = 29,97 [mm]$$



Por tanto el diámetro del pistón es:

$$\phi_{piston} = 2r \approx 60 [mm].$$

Como el fabricante nos proporciona un cilindro con $\phi_{piston} = 63 [mm]$, cogemos esta medida para ajustarnos a las especificaciones del catálogo.

5.1.3 Cálculo de las uniones

Una vez calculada la fuerza del cilindro dimensionamos las plaquetas y el pasador en el que este actúa.

Primero realizamos el estudio del posible fallo del pasador, por aplastamiento y por doble cortadura, para obtener el diámetro de este. Imponemos un coeficiente de seguridad de 4 para no tener ningún problema con las tensiones.

El más desfavorable es el fallo por doble cortadura, por lo tanto cogemos el valor obtenido que nos da un diámetro de, $\phi=16[mm]$.

Después dimensionamos las plaquetas del cilindro. Conocida la altura de las plaquetas, calculamos la anchura necesaria de estas aplicando el teorema de la flexión compuesta. También imponemos un coeficiente de seguridad de 4. Obtenemos una altura necesaria de las plaquetas de, $h=46 [mm]$

Todos los cálculos están expuestos en el ANEXO IV: DISEÑO DEL PASADOR Y PLAQUETAS DEL CILINDRO.

5.2 Cálculo del chasis móvil

Una vez obtenidos todos los resultados expuestos anteriormente ya podemos realizar el estudio completo del chasis móvil.

5.2.1 Comprobación de los perfiles

En este apartado vamos a estudiar cada una de las barras que componen el chasis móvil.

Para realizar los cálculos consideraremos que tanto los dos largueros de perfil cuadrado como las 2 barras de los extremos con perfil en "C" no soportan carga. Es decir, toda la carga del remolque cae sobre las 7 barras de perfil cuadrado horizontales y sobre los dos largueros de 2230 milímetros con perfil en "C".

Primero calculamos los esfuerzos en las 7 barras horizontales de perfil cuadrado. A partir de la carga total distribuida por la superficie del chasis calculamos la carga que le llega a cada barra de perfil cuadrado. Hay que tener en cuenta que las 2 barras de los extremos del chasis aguantarán la mitad de carga que las 5 barras que se encuentran en el centro.

Modelamos estas barras como una barra biapoyada en el larguero en "C" del chasis con una carga distribuida por toda su superficie como vemos en la Figura 11.

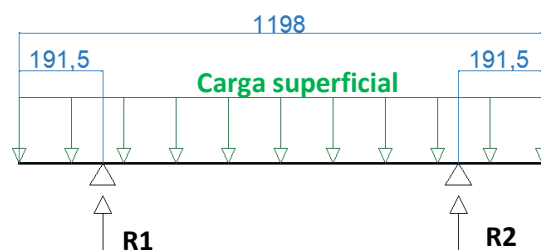


Figura 11. Carga y apoyos barra perfil cuadrado.

Realizamos 2 diagramas de esfuerzo, uno para la barra central y otro para la barra lateral y a partir de los resultados obtenidos calculamos el coeficiente de seguridad. Todos los cálculos de las barras con perfil cuadrado están expuestos en el Anexo V.II Barras Perfil Cuadrado.

En segundo lugar calculamos los esfuerzos de la barra en la que se aplica la fuerza del cilindro. Esta barra tiene un perfil en “C” y está empotrada en el larguero en “C” del chasis móvil. Sobre el centro de esta barra actúa directamente la fuerza del cilindro. Al estar biempotrada aplicamos el criterio del momento de empotramiento perfecto, como vemos en la Figura 12, para obtener la mayor tensión que soporta y así poder calcular el coeficiente de seguridad. Todos los cálculos de esta barra están expuestos en el Anexo V.III Barra Fuerza Cilindro Chasis Móvil.

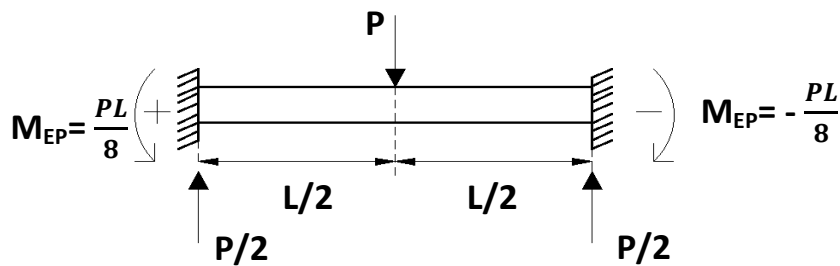


Figura 12. Momento de empotramiento perfecto.

En tercer lugar calculamos los esfuerzos del larguero en “C”. Sobre este larguero actúa la fuerza del cilindro, la carga aplicada sobre el remolque y el peso del chasis. El apoyo del larguero en “C” son las plaquetas que unen los dos chasis (punto de rotación del chasis móvil), ya que el momento más desfavorable de este es cuando el remolque empieza a bascular, y al levantarse, la parte delantera del chasis deja de estar apoyada. Llamamos “Rx” y “Ry” a las reacciones de las plaquetas. Podemos ver el croquis de fuerzas que actúan sobre el larguero en la Figura 13.

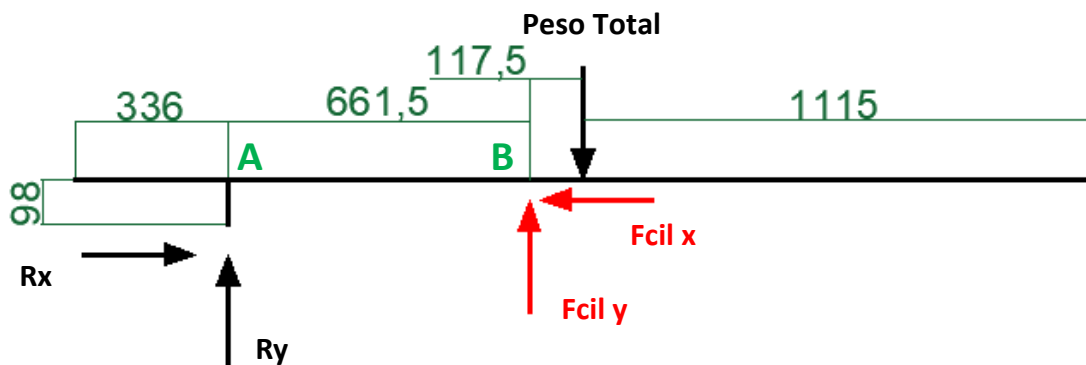


Figura 13. Croquis de las fuerzas que actúan sobre el larguero en “C” del chasis móvil.

Realizando el sumatorio de momentos desde los puntos A y B calculamos las reacciones “Rx” y “Ry”. A partir de estos resultados realizamos los diagramas de esfuerzo y calculamos el coeficiente de seguridad del larguero en “C”. Todos los cálculos están expuestos en el Anexo V.IV Larguero en C.

Por último calculamos los esfuerzos de la barra en la que se apoya el chasis móvil cuando está en reposo, es decir, cuando el cilindro no ejerce fuerza sobre este. Cuando el chasis móvil está en reposo la carga superficial se reparte entre las plaquetas que unen los chasis y la barra delantera en la que se apoya. Como las plaquetas que unen los chasis tienen una posición interior, tendrán que aguantar más carga que la barra delantera. Vemos en la Figura 14 el área cargada correspondiente a la barra que queremos dimensionar.

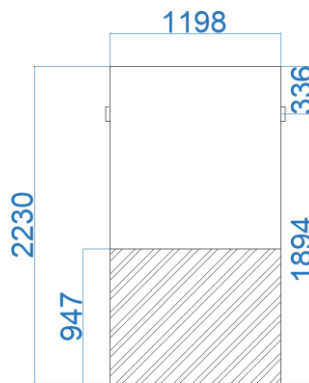


Figura 14. Área cargada correspondiente a la barra de apoyo del chasis móvil en reposo.

A partir de esta área cargada calculamos la carga distribuida que soporta la barra delantera. Finalmente realizamos el diagrama de esfuerzo y calculamos el coeficiente de seguridad. Todos los cálculos están expuestos en el Anexo V.V Barra Apoyo Chasis Móvil.

Vemos en la Tabla 1 los resultados de tensión máxima y coeficientes de seguridad de todas las barras definidas anteriormente y el valor de las reacciones “Rx” y “Ry”.

Tabla 1. Resultados obtenidos del estudio analítico del chasis móvil.

	Tensión Máxima	Coeficiente de seguridad
BARRA LATERAL PERFIL CUADRADO	4,79 [Mpa]	42,8
BARRA CENTRAL PERFIL CUADRADO	8,64 [Mpa]	23,72
BARRA FUERZA CILINDRO	159,72 [Mpa]	1,28
LARGUERO EN "C"	27,75 [Mpa]	7,38
BARRA APOYO CHASIS MÓVIL	7,4 [Mpa]	27,68
Rx (plaqueta)	4275,96 [N]	
Ry (plaqueta)	165,25 [N]	

5.2.2 Cálculo de las uniones

Una vez calculadas las reacciones “Rx” y “Ry” de las plaquetas que unen los dos chasis ya podemos dimensionarlas y calcular el diámetro de su pasador.

Primero realizamos el estudio del posible fallo del pasador, por aplastamiento y por doble cortadura, para obtener el diámetro de este. Imponemos un coeficiente de seguridad de 4 para no tener ningún problema con las tensiones.

El más desfavorable es el fallo por doble cortadura, por lo tanto cogemos el valor obtenido que nos da un diámetro de, **$\varnothing=10,5[\text{mm}]$** .

Después dimensionamos las plaquetas del cilindro. Conocida la altura de las plaquetas, calculamos la anchura necesaria de estas aplicando el teorema de la flexión compuesta. También imponemos un coeficiente de seguridad de 4. Obtenemos una altura necesaria de las plaquetas de, **$h=100 [\text{mm}]$**

Todos los cálculos están expuestos en el ANEXO VI: DISEÑO DEL PASADOR Y PLAQUETAS UNIÓN CHASIS.

5.3 Cálculo del chasis fijo

Por último, para terminar de realizar todos los cálculos analíticos realizamos el estudio completo del chasis fijo. Al igual que con el chasis móvil, obtenemos las tensiones máximas de cada barra y los coeficientes de seguridad. También calculamos la fuerza que ejercen las ruedas y el ruedín del remolque ya que estas son los apoyos del chasis fijo.

Vemos en la Figura 15 las fuerzas y las reacciones que actúan sobre el chasis fijo.

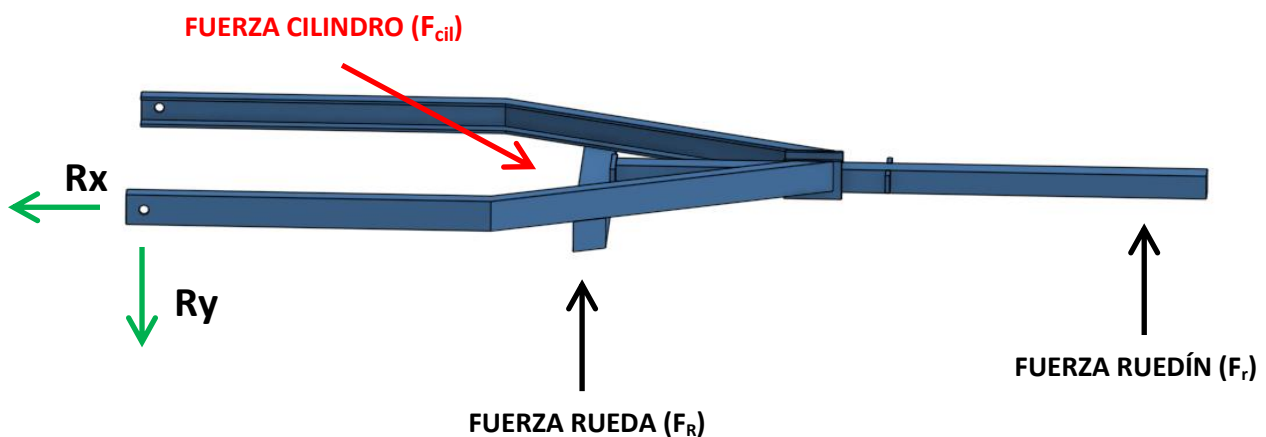


Figura 15. Esquema de fuerzas y apoyos que actúan sobre el chasis fijo.

Para realizar el análisis del chasis fijo estudiamos por separado la barra en la que actúa la fuerza del cilindro y el resto del chasis.

La barra en la que actúa la fuerza del cilindro está empotrada en el larguero en "C". En los cálculos analíticos la modelamos como una barra biapoyada en sus extremos con la fuerza del cilindro actuando en su centro. Veremos los efectos del empotramiento cuando realicemos la simulación del chasis fijo en SolidWorks. Vemos el esquema de fuerzas de esta barra en la Figura 16.

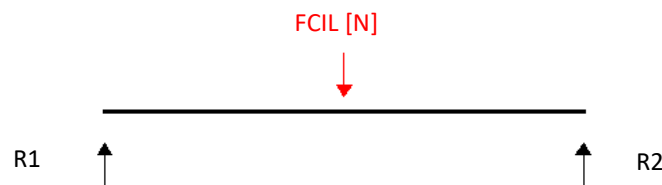


Figura 16. Esquema de fuerza de la barra del chasis fijo en la que actúa la fuerza del cilindro

A partir de este esquema realizamos los diagramas de esfuerzo y obtenemos el coeficiente de seguridad.

Una vez estudiada la barra en la que actúa el cilindro vamos a analizar el resto del chasis fijo.

Nos quedan por estudiar las dos barras curvas con perfil en "C" de la parte trasera y la barra recta delantera con perfil cuadrado. Como las dos barras traseras son simétricas vamos a estudiar solo una de las dos, ya que tendrán los mismos esfuerzos.

Además para simplificar los cálculos modelamos tanto la barra curva trasera como la barra delantera como una única barra recta, para evitar calcular los momentos torsores que se forman por la curvatura de la barra. Veremos los efectos de estos momentos torsores cuando realicemos la simulación del chasis fijo en SolidWorks.

Por tanto la barra principal del chasis fijo queda modelada de la siguiente manera, como podemos ver en la Figura 17.

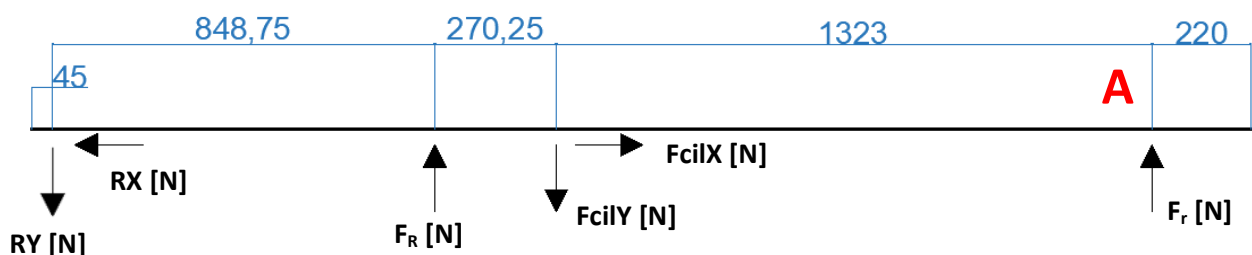


Figura 17. Esquema de las fuerzas aplicadas en la barra principal del chasis fijo.



Las reacciones “ R_x ” y “ R_y ” son las mismas que hemos calculado para el chasis móvil pero con distinta dirección, ya que son fuerzas de acción – reacción.

Realizando el sumatorio de fuerzas en el eje “X”, el sumatorio de fuerzas en el eje “Y” y el sumatorio de momentos desde el punto A obtenemos la fuerza de la rueda (FR) y la fuerza del ruedín (Fr).

Con estos resultados realizamos los diagramas de esfuerzo y calculamos el coeficiente de seguridad. Hay que tener en cuenta que la barra tiene 2 perfiles diferentes, un perfil en “C” en su parte trasera y un perfil cuadrado en su parte delantera. Estas barras con diferente perfil tienen distinto módulo resistente a flexión por lo tanto calculamos las dos tensiones máximas para cada barra y nos quedamos con la más desfavorable.

Los cálculos están realizados y explicados en el ANEXO VII: CHASIS FIJO. Los resultados son los expuestos en la

Tabla 2.

Tabla 2. Resultados obtenidos del estudio analítico del chasis fijo.

	Tensión Máxima	Coeficiente de seguridad
BARRA FUERZA CILINDRO	76,27 [Mpa]	2,68
BARRA PRINCIPAL	28,76 [Mpa]	7,12
REACCIÓN RUEDA	2304,91 [N]	
REACCIÓN RUEDÍN	331,06 [N]	

6. MODELO EN SOLIDWORKS

Hemos elegido el Software SolidWorks para realizar el análisis de nuestro remolque mediante simulación por elementos finitos.

SolidWorks es un software de diseño CAD 3D para modelar piezas y ensamblajes en 3D. SolidWorks ofrece un abanico de soluciones para cubrir los aspectos implicados en el proceso de desarrollo del producto, como lo son: crear, diseñar, simular, fabricar, publicar y gestionar los datos del proceso de diseño.

Hemos modelado en 3D tanto del chasis móvil como el chasis fijo. Les hemos impuesto las sujeciones correspondientes y aplicado las cargas calculadas analíticamente y finalmente hemos realizado el análisis estático y de rigidez del sistema.

Todo el proceso esta explicado y estudiado paso a paso en el ANEXO IX: SIMULACIÓN EN SOLIDWORKS.

6.1 Simulación del Chasis Móvil

En este apartado vamos a comparar los resultados obtenidos en SolidWorks con los resultados obtenidos analíticamente. Los cálculos del chasis móvil realizados en SolidWorks están expuestos en el Anexo IX.I Estudio del chasis móvil.

Los cálculos analíticos y los cálculos en SolidWorks tienen una diferencia. En los cálculos analíticos hemos supuesto que la carga de 4410 [N] que soporta el chasis, era una carga puntual situada en el centro del chasis para simplificar los cálculos. Mientras que en SolidWorks la hemos aplicado como una carga distribuida uniformemente por toda la superficie.

Algunos de los resultados más significativos se muestran en la Tabla 3.

Tabla 3. Comparación de resultados analíticos y resultados de SolidWorks.

	Cálculo Analítico	SolidWorks
Tensión máxima del conjunto	159,72 [Mpa]	175,6 [Mpa]
Coeficiente de seguridad del conjunto	1,28	1,17

Vemos que realizando el cálculo aplicando la carga de 4410 [N] distribuida por toda la superficie obtenemos un valor de tensión mayor que aplicándola como una carga puntual. Este valor lo obtenemos en ambos casos en el centro de la barra en la que se aplica la fuerza del cilindro, es un resultado lógico ya que sin ninguna duda esta barra está la que más expuesta al recibir directamente sobre ella la acción del cilindro hidráulico.



Un dato interesante que también hemos obtenidos mediante la simulación en SolidWorks es el máximo desplazamiento del chasis. Obtenemos un valor máximo de **4,39 [mm]**, que se da en la parte delantera del chasis. Era obvio que el mayor desplazamiento se iba a dar en la parte delantera del chasis ya que los únicos apoyos del modelo se encuentran en la parte trasera, por lo que la parte delantera queda muy expuesta a desplazamientos. No obstante son unos resultados que entran dentro de lo normal, no podemos decir que es un desplazamiento excesivo.

6.2 Simulación del Chasis Fijo

En este apartado vamos a comparar los resultados obtenidos en SolidWorks con los resultados obtenidos analíticamente. Los cálculos del chasis fijo realizados en SolidWorks están expuestos en el Anexo IX.II Estudio del chasis fijo.

Los cálculos analíticos y los cálculos en SolidWorks tienen varias diferencias. En primer lugar en los cálculos analíticos solo hemos analizado la mitad del chasis ya que las dos barras traseras son iguales, entonces la barra delantera del chasis la hemos calculado sólo con la acción de una de las dos barras traseras en vez de con la acción de las dos.

Por otra parte en los cálculos analíticos hemos considerado el perfil en “C” como una barra recta para simplificar los cálculos, siendo en realidad una barra curva.

La última diferencia en los cálculos es la acción de la gravedad, ya que en el cálculo analítico para este chasis no hemos tenido en cuenta el peso de las propias barras y en SolidWorks sí.

Algunos de los resultados más significativos se muestran en la Tabla 4.

Tabla 4. Comparación de resultados analíticos y resultados de SolidWorks.

	Cálculo Analítico	SolidWorks
Tensión máxima del conjunto	76,27 [Mpa]	155 [Mpa]
Coeficiente de seguridad del conjunto	2,68	1,33

En los cálculos analíticos realizados en el ANEXO VII: CHASIS FIJO, hemos obtenido que el valor máximo de tensión se encontraba en la barra en la que se aplica la fuerza del cilindro, mientras que en el análisis de tensiones realizado en SolidWorks hemos obtenido que la parte más desfavorable del chasis es la parte del perfil en “C” que está unida a la barra en la que se aplica la fuerza del cilindro.



Estos valores tan distintos se deben a las suposiciones que hemos realizado en los cálculos analíticos, ya que hemos modelado la barra en la que se aplica la fuerza del cilindro como una barra biapoyada, por lo que no hemos tenido en cuenta los momentos torsores que esta barra produce en el resto del chasis.

El análisis de desplazamientos nos ha dado como resultado un desplazamiento máximo de **1,06 [mm]**, este valor lo encontramos en la parte trasera del chasis. Es un desplazamiento vertical ya que las plaquetas que unen los chasis no permiten que las barras traseras del chasis fijo se muevan horizontalmente.

7. OPTIMIZACIÓN DEL MODELO

En este apartado vamos a proponer un modelo alternativo tanto del chasis móvil como del chasis fijo que mejore las prestaciones que nos proporciona el modelo real.

Toda la optimización del modelo está explicada en el ANEXO X: OPTIMIZACIÓN DEL MODELO EN SOLIDWORKS.

7.1 Optimización del Chasis Móvil

Hemos realizado algunas modificaciones en el chasis móvil. Todos estos cambios están estudiados, razonados y resueltos paso a paso en el Anexo X.I: Chasis Móvil. Hemos conseguido disminuir la tensión máxima del sistema en 31 [MPa], además obtenemos un chasis más ligero ya que hemos modificado varios perfiles.

También concluimos que cuando aplicamos una carga en el remolque, hay que priorizar poner la mayor parte posible del peso en la zona central de la superficie de carga, y si esto no es posible hay que intentar distribuir la carga lo más uniformemente posible por toda la superficie del remolque.

Podemos ver una comparación del chasis móvil real y del chasis móvil mejorado en la Tabla 5.

Tabla 5. Comparativa Chasis Móvil Real – Chasis Móvil Mejorado

	CHASIS REAL	CHASIS MEJORADO
BARRAS PERFIL CUADRADO	Espesor = 3[mm]	Espesor= 2 [mm]
LARGUERO EN "C"	Espesor = 5[mm]	Espesor= 4 [mm]
BARRA FUERZA CILINDRO	Espesor = 7[mm]	Espesor= 10 [mm]
PLAQUETAS UNIÓN CHASIS	Altura= 100 [mm] Espesor = 5 [mm] Ø pasador= 10,5 [mm]	Altura= 120 [mm] Espesor = 10 [mm] Ø pasador= 15 [mm]
PESO	91,87 [Kg]	76,34 [Kg]
TENSIÓN MÁXIMA	175 [Mpa]	144 [Mpa]
COEFICIENTE DE SEGURIDAD	1,17	1,42



7.2 Optimización del Chasis Fijo

Hemos realizado algunas modificaciones en el chasis fijo. Todos estos cambios están estudiados, razonados y resueltos paso a paso en el Anexo X.II: Chasis Fijo. Hemos conseguido disminuir la tensión máxima del sistema en 41.5 [MPa].

Podemos ver una comparación del chasis fijo real y del chasis fijo mejorado en la Tabla 6.

Tabla 6. Comparativa Chasis Fijo Real – Chasis Fijo Mejorado

	CHASIS REAL	CHASIS MEJORADO
BARRA PERFIL EN "C"	Espesor = 5[mm]	Espesor= 7 [mm]
BARRAS FUERZA CILINDRO	Espesor = 3[mm]	Espesor= 2 [mm]
BARRA DELANTERA	Espesor = 3[mm]	Espesor= 2 [mm]
PESO	44,1 [Kg]	40,05 [Kg]
TENSIÓN MÁXIMA	155 [Mpa]	113,5 [Mpa]
COEFICIENTE DE SEGURIDAD	1,33	1,82



8. CONCLUSIONES

El objetivo principal de este trabajo era el estudio, análisis y diseño de los chasis de un remolque ligero basculante. Creo que hemos conseguido este objetivo con creces. Los chasis, el cilindro, y las uniones principales del remolque han quedado totalmente definidos, primero de manera analítica y posteriormente mediante cálculos con herramientas de simulación de elementos finitos.

Además hemos propuesto un modelo alternativo de remolque que mejora mucho las prestaciones del remolque real e incluso es más barato de fabricar ya que utilizamos menos material. Nos hemos dado cuenta que el modelo real tiene muchas partes sobredimensionadas, que aguantan sobradamente la máxima carga que podemos aplicar, y otras que se quedan un poco justas según como repartamos la carga en la superficie.

Con los resultados obtenidos hemos realizado modificaciones en los perfiles de las barras y en las plaquetas para obtener un remolque mejorado.

El remolque real lo compramos en Tierz, un pueblo pequeño al lado de Huesca, en una empresa que se dedica a la fabricación de remolques ligeros. Mi idea es enseñar a esta empresa todos los cálculos y conclusiones extraídas de este proyecto por si en un futuro les sirven para realizar un modelo mejorado de remolque.

Este proyecto me ha servido para recordar muchas de las cosas que he aprendido en la carrera y ponerlas en práctica. Me ha llevado mucho tiempo hacerlo, prácticamente un año, porque lo he compatibilizado con un trabajo a jornada completa el cual solo me permitía dedicarme a mis estudios algunos fines de semana. Por lo tanto ha sido un proceso lento porque no tenía mucho tiempo para dedicarme al proyecto.

Por ultimo quiero nombrar a mi tutora, Paula Canalís, ya que en todo momento ha estado pendiente de mí y me ha guiado para poder realizar este proyecto lo mejor posible.



9. BIBLIOGRAFÍA

Libros

DORIA CHARRO, JUAN. *Curso de Resistencia de Materiales para ingenieros mecánicos*. Escuela de Ingeniería y Arquitectura, Universidad de Zaragoza.

Apuntes de Asignatura

Apuntes de la asignatura “Dibujo Industrial”, Grado en Ingeniería Mecánica, 2º curso.

Apuntes de la asignatura “Mecánica”, Grado en Ingeniería Mecánica, 2º curso.

Apuntes de la asignatura “Resistencia de Materiales”, Grado en Ingeniería Mecánica, 3º curso.

Apuntes de la asignatura “Criterios de Diseño de Máquinas”, Grado en Ingeniería Mecánica, 3º curso.

Catálogos de distribuidores

“Cilindros Hidráulicos SMC”

<https://www.smc.eu/es-es/productos/cilindros-hidraulicos>

Páginas Web

<https://www.materialmundial.com>

<https://es.wikipedia.org>

<https://www.autofacil.es>

<https://www.actualidadmotor.com>

<https://movertis.com>



10. ANEXOS

ANEXO I: PERFILES METÁLICOS UTILIZADOS

En este apartado vamos a definir el material y los perfiles de las barras de nuestro remolque. Podemos diferenciar 5 tipos de perfiles metálicos diferentes, vamos a enumerarlos y a estudiarlos para obtener datos que nos serán muy útiles para el estudio de nuestras barras. Pero antes de enumerar los perfiles vamos a definir el material del que están compuestos.

I.I Características del Material

Nuestro remolque está hecho en su totalidad de acero inoxidable, en concreto el material utilizado es el acero inoxidable AISI 304.

Definimos las propiedades de este material en la Tabla 7, en la Tabla 8 y en la Tabla 9.

Tabla 7. Composición Química del Acero inoxidable AISI 304.

ASTM	AISI (UNS)	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	N	Producto
ASTM A240/A240M	SS 304 (S30400)	0.07	0.75	2.00	0.045	0.030	17.5-19.5	8.0-10.5	0.10	Plato, hoja y tira
ASTM A276A/276M		0.08	1.00	2.00	0.045	0.030	18.0-20.0	8.0-11.0	–	Barras y formas

Tabla 8. Propiedades Mecánicas del Acero inoxidable AISI 304.

ASTM	AISI (UNS)	Resistencia a la traccion (MPa) ≥	Limite de elasticidad ≥ (MPa) 0.2%	Elongación en 50 mm (%, ≥)	Reduccion de area, %, ≥	Dureza Brinell (HBW) ≤	Dureza Rockwell (HRBW) ≤	Producto	Condición
ASTM A240/A240M	304 (S30400)	515	205	40	–	201	92	Placa de acero, hoja y tira	–
ASTM A276A/276M		515	205	40	50	–	–	Barras y formas de acero	Recocido, acabado en caliente
		620	310	30	40	–	–		Recocido, acabado en frío, diámetro ≤ 12.7 mm
		515	205	30	40	–	–		Recocido, acabado en frío, diámetro > 12.7mm

Tabla 9. Propiedades Físicas del Acero inoxidable AISI 304.

Densidad	7.93 g/cm ³
Punto de fusion	1398-1454 °C
Calor especifico (Capacidad calorífica específica)	500 J/(Kg·K) a 20°C
Resistividad electrica	0.73 $\mu\Omega\cdot m$ (20°C)
Permeabilidad magnética	1.02 (Aproximado)
Modulo elastico	193 GPa (28 \times 10 ⁶ psi)
Difusividad térmica	3.84 mm ² /s
Coeficiente de conductividad termica	16.3 (100 °C)
	21.5 (500 °C)
Coeficiente de dilatacion lineal	17.2 (0-100 °C)
	17.8 (0-300 °C)
	18.4 (0-500 °C)

I.II Perfil 1

Vamos a llamar perfil 1 al perfil de las barras cuadradas del chasis móvil. Estas barras tienen un perfil cuadrado hueco de 40 milímetros de lado y 3 milímetros de espesor.

Del prontuario de perfiles huecos cuadrados metálicos podemos obtener datos importantes que nos facilitarán algunos de los cálculos que tenemos que realizar.

Vemos marcado en rojo en la Figura 18, el perfil correspondiente.

		<p> r = Radio exterior de redondeo u = Perímetro A = Área de la sección S = Momento estático de media sección, respecto al eje X o Y I = Momento de inercia de la sección, respecto al eje X o Y $W = 2I : d$: Módulo resistente de la sección, respecto al eje X o Y $i = \sqrt{I : A}$: Radio de giro de la sección, respecto al eje X o Y It = Módulo de torsión de la sección </p>										
Perfil	Dimensiones				Términos de sección						Peso	
	a mm	e mm	r mm	u mm	A cm ²	S cm ³	I cm ⁴	W cm ³	i cm	I_x cm ⁴	p kg/m	
# 40.2	40	2	5	151	2,90	2,04	6,60	3,40	1,53	11,3	2,28	P
# 40.3	40	3	8	147	4,13	2,80	9,01	4,51	1,48	15,6	3,24	P
# 40.4	40	4	10	143	5,21	3,40	10,50	5,26	1,42	18,9	4,09	P
# 45.2	45	2	5	171	3,30	2,63	9,94	4,42	1,74	16,3	2,59	C
# 45.3	45	3	8	167	4,73	3,65	13,40	5,95	1,68	22,9	3,71	C
# 45.4	45	4	10	163	6,01	4,49	15,90	7,07	1,63	28,2	4,72	C
# 50.2	50	2	5	191	3,70	3,30	13,90	5,57	1,94	22,7	2,91	P

Figura 18. Prontuario perfiles huecos cuadrados, Perfil 1.

I.III Perfil 2

Vamos a llamar perfil 2 al perfil cuadrado de la barra del chasis fijo en la que actúa el cilindro. Esta barra tiene un perfil cuadrado hueco de 80 milímetros de lado y 3 milímetros de espesor.

Del prontuario de perfiles huecos cuadrados metálicos podemos obtener datos importantes que nos facilitarán algunos de los cálculos que tenemos que realizar.

Vemos marcado en rojo en la Figura 19 , el perfil correspondiente.

		r = Radio exterior de redondeo u = Perímetro A = Área de la sección S = Momento estático de media sección, respecto al eje X o Y I = Momento de inercia de la sección, respecto al eje X o Y $W = 2I : d$: Módulo resistente de la sección, respecto al eje X o Y $i = \sqrt{I : A}$: Radio de giro de la sección, respecto al eje X o Y It = Módulo de torsión de la sección										
Perfil	Dimensiones				Términos de sección						Peso	
	a mm	e mm	r mm	u mm	A cm ²	S cm ³	I cm ⁴	W cm ³	i cm	I_x cm ⁴	p kp/m	
# 70.5	70	5	13	259	12,10	14,50	82,00	23,40	2,60	141,0	9,53	P
# 80.3	80	3	8	307	8,93	12,80	86,60	21,70	3,11	140,0	7,01	P
# 80.4	80	4	10	303	11,60	16,30	108,80	27,20	3,06	180,0	9,11	P
# 80.5	80	5	13	299	14,10	19,50	128,00	32,00	3,01	217,0	11,10	P
# 80.6	80	6	15	294	16,50	22,40	144,00	36,00	2,95	250,0	13,00	C
# 90.3	90	3	8	347	10,10	16,40	126,00	37,90	3,52	202,0	7,95	P
# 90.4	90	4	10	343	13,20	21,10	159,00	35,40	3,47	281,0	10,40	P

Figura 19. Prontuario perfiles huecos cuadrados, Perfil 2.

I.IV Perfil 3

Vamos a llamar perfil 3 al perfil cuadrado de la barra de la parte delantera del chasis fijo. Esta barra tiene un perfil cuadrado hueco de 60 milímetros de lado y 3 milímetros de espesor.

Del prontuario de perfiles huecos cuadrados metálicos podemos obtener datos importantes que nos facilitarán algunos de los cálculos que tenemos que realizar.

Vemos marcado en rojo en la Figura 20, el perfil correspondiente.

		r = Radio exterior de redondeo u = Perímetro A = Área de la sección S = Momento estático de media sección, respecto al eje X o Y I = Momento de inercia de la sección, respecto al eje X o Y $W = 2I : d$: Módulo resistente de la sección, respecto al eje X o Y $i = \sqrt{I : A}$: Radio de giro de la sección, respecto al eje X o Y It = Módulo de torsión de la sección										
Perfil	Dimensiones				Términos de sección						Peso	
	a mm	e mm	r mm	u mm	A cm ²	S cm ³	I cm ⁴	W cm ³	i cm	I_x cm ⁴	p kp/m	
# 55.4	55	4	10	203	7,61	7,12	31,60	11,50	2,04	54,5	5,97	C
# 60.2	60	2	5	231	4,50	4,86	24,80	8,28	2,35	39,9	3,53	P
# 60.3	60	3	8	227	6,53	6,89	34,40	11,50	2,30	57,1	5,13	P
# 60.4	60	4	10	223	8,41	8,66	42,30	14,10	2,24	72,2	6,60	P
# 60.5	60	5	13	219	10,10	10,20	48,50	16,20	2,19	85,2	7,96	C
# 70.2	70	2	5	271	5,30	6,71	40,30	11,50	2,76	64,1	4,16	P

Figura 20 Prontuario perfiles huecos cuadrados, Perfil 3.

I.V Perfil 4

Vamos a llamar perfil 4 al perfil en “C” que tienen tanto el chasis móvil como el chasis fijo. Este perfil, como vemos en la Figura 21, tiene una altura de 78 milímetros, anchura de 45 milímetros y 5 milímetros de espesor.

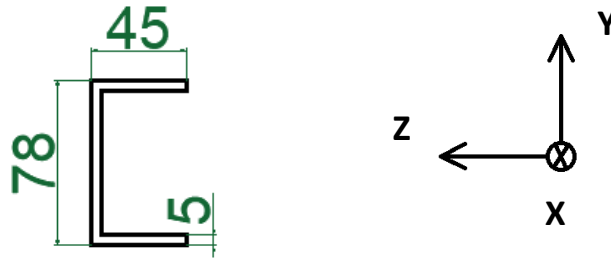


Figura 21. Perfil en U, Perfil 4.

No existe un prontuario de perfiles para este tipo de perfil en “C”, por lo tanto vamos a realizar cálculos analíticos para obtener los datos que nos servirán para realizar el estudio de nuestras barras.

Primero vamos a calcular el área del perfil, será la siguiente:

$$Area = 45[mm] * 5[mm] * 2 + 68[mm] * 5[mm] = 790 [mm^2]$$

El centro de masas se calcula directamente ya que la sección es simétrica y uniforme.

$$Y_G = 39 [mm]$$

Calculamos el momento de inercia:

$$I_Z = 2 * \left(\frac{1}{12} * 45 * 5^3 + 45 * 5 * [39 - 2,5]^2 \right) + \frac{1}{12} * 5 * 68^3 = 731463,33 [mm^4]$$

Por tanto, el módulo resistente de la sección será:

$$W = \frac{I_Z}{y_{max}} = \frac{731463,33}{39} = 18755,47 [mm^3]$$

I.VI Perfil 5

Vamos a llamar perfil 5 al perfil en “C” que tiene la barra en la que se aplica la fuerza del cilindro en el chasis móvil. Este perfil, como vemos en la Figura 22, tiene una altura de 78 milímetros, anchura de 45 milímetros y 7 milímetros de espesor.

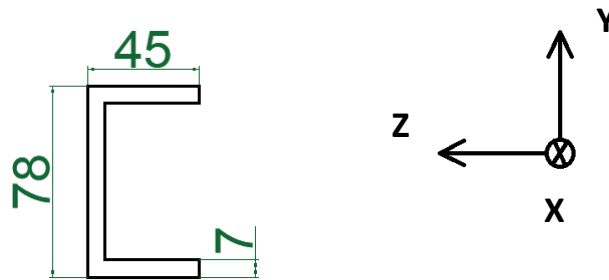


Figura 22. Perfil en U, Perfil 5.

Como nos pasaba en el Anexo I.V Perfil 4, no existe un prontuario de perfiles para este tipo de perfil en “C”, por lo tanto vamos a realizar los mismos cálculos analíticos para obtener los datos que nos servirán para realizar el estudio de la barra

Primero vamos a calcular el área del perfil, será la siguiente:

$$Area = 45[mm] * 7[mm] * 2 + 64[mm] * 7[mm] = 1078 [mm^2]$$

Vamos a calcular el módulo resistente de la sección respecto al eje Y y respecto al eje Z.

Primero calculamos los centros de masa del perfil. El centro de masas respecto al eje “Y” se calcula directamente ya que la distribución de masas respecto a este eje es simétrica y uniforme.

$$Y_G = 39 [mm]$$

El centro de masas respecto al eje “Z” lo calculamos de la siguiente manera:

$$Z_G = \frac{2 * 45 * 7 * \frac{45}{2} + (78 - 14) * 7 * \frac{7}{2}}{45 * 7 * 2 + (78 - 14) * 7} = 14,6 [mm]$$

Ahora vamos a calcular los momentos de inercia. Calculamos primero el momento de inercia respecto del eje “Z”.



$$I_z = 2 * \left(\frac{1}{12} * 45 * 7^3 + 45 * 7 * [39 - 3,5]^2 \right) + \frac{1}{12} * 7 * 64^3 = 949447,33 [mm^4]$$

El momento de inercia respecto del eje “Y” se calcula como:

$$I_y = 2 * \left(\frac{1}{12} * 7 * 45^3 + 7 * 45 * \left[\frac{45}{2} - 14,6 \right]^2 \right) + \frac{1}{12} * 64 * 7^3 + 64 * 7 * (14,6 - 3,5)^2 \\ = 202658,21 [mm^4]$$

Por tanto, el módulo resistente de la sección respecto al eje Y será:

$$W_y = \frac{I_y}{Z_{max}} = \frac{202658,21}{45 - 14,6} = 6666,38 [mm^3]$$

Y el módulo resistente de la sección respecto al eje Z será:

$$W_z = \frac{I_z}{Y_{max}} = \frac{949447,33}{39} = 24344,803 [mm^3]$$



ANEXO II: PESO DEL CHASIS MOVIL

Vamos a calcular el peso total de los perfiles del chasis móvil para poder calcular la fuerza que ejerce el cilindro sobre este.

La densidad de nuestro material es de $\rho = 7,93 \left[\frac{g}{cm^3} \right]$

$$\rho = 7,93 \frac{g}{cm^3} * \frac{1 kg}{1000 g} * \frac{9,8 N}{1 kg} * \frac{1 cm^3}{1000 mm^3} = 7,7714 * 10^{-5} \left[\frac{N}{mm^3} \right]$$

Tenemos por un lado 7 barras de perfil cuadrado hueco, como el definido en el Anexo I.II Perfil 1, de 1190 milímetros y 2 largueros del mismo perfil de 2230 milímetros.

El área de este perfil es de $A = 4,13 [cm^2] = 413 [mm^2]$. Vamos a calcular el volumen de estas barras para poder obtener su peso.

$$V = \text{Área} * \text{Longitud} = 413 [mm^2] * (7 * 1190 [mm] + 2 * 2230 [mm]) \\ = 5282270 [mm^3]$$

$$\text{Masa} = \text{Volumen} * \text{Densidad} = 5282270 [mm^3] * 7,7714 * 10^{-5} \left[\frac{N}{mm^3} \right] = 410,5 [N]$$

Ahora vamos a calcular el peso de larguero en "C", con un perfil definido en el Anexo I.V Perfil 4. El larguero en "C" está formado por 2 barras de 860 [mm] (las 2 barras de los extremos) y 2 largueros de 2230 [mm].

Sabemos que el área de este perfil es de 790 [mm²]. Por lo tanto para obtener el volumen total multiplicaremos esta área por la longitud de todas las barras con este perfil.

$$V = A * \text{longitud} = 790 [mm^2] * (2 * 2230 [mm] + 2 * 860 [mm]) = 4882200 [mm^3]$$

$$\text{Masa} = \text{Volumen} * \text{Densidad} = 4882200 [mm^3] * 7,7714 * 10^{-5} \left[\frac{N}{mm^3} \right] = 379,41 [N]$$

Por último vamos a calcular el peso de la barra en "C" en la que actúa la fuerza del cilindro. Esta barra tiene una longitud de 860 [mm] y un perfil, definido en el Anexo I.VI Perfil 5, con un área de 1078 [mm²].

$$V = A * \text{longitud} = 1078 [mm^2] * 860 [mm] = 927080 [mm^3]$$

$$\text{Masa} = \text{Volumen} * \text{Densidad} = 927080 [mm^3] * 7,7714 * 10^{-5} \left[\frac{N}{mm^3} \right] = 72,04 [N]$$



El peso total del chasis móvil será:

Peso perfiles cuadrados + Peso perfiles en "C" + Peso Barra Fuerza Cilindro

$$P_{Tchasis} = 410,5 \text{ [N]} + 379,41 \text{ [N]} + 72,04 \text{ [N]} = 861,97 \text{ [N]}$$

ANEXO III: CILINDRO HIDRÁULICO

En este apartado vamos a calcular la mayor fuerza que ejerce el cilindro sobre el chasis móvil, que será la posición más desfavorable de este, la cual nos servirá para poder seguir estudiando las barras de nuestro remolque.

El peso total que tiene que levantar el cilindro hidráulico es el peso del chasis móvil, que obtenemos del ANEXO II: PESO DEL CHASIS MOVIL, más la carga que lleva el remolque, que obtenemos del Punto 4. .

$$P_T = P_{chasis\ móvil} + Carga_{Remolque} = 861,97 [N] + 4410 [N] = 5271,97 [N]$$

Aunque la fuerza de 4410 [N] que soporta el chasis es una carga distribuida uniformemente por toda su superficie, vamos a considerarla como una carga puntual en el centro del chasis, coincidiendo con el valor del peso (por eso la sumamos), para simplificar los cálculos. Veremos el efecto de esta carga distribuida cuando realicemos el modelo en el programa de simulación por elementos finitos SolidWorks.

Una vez realizados estos cálculos y la suposición de las cargas ya podemos obtener la fuerza del cilindro. Vamos a calcular la fuerza del cilindro desde el momento inicial, Figura 23, (justo cuando empieza a bascular el remolque), hasta el momento final, Figura 24, (remolque basculado completamente).



Figura 23. Chasis móvil en posición inicial.

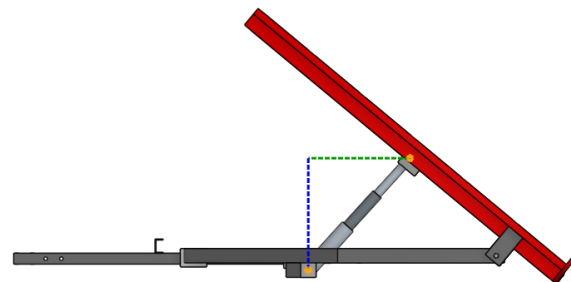


Figura 24. Chasis móvil en posición

Vamos a ir dando valores al ángulo “ α ” que forma el cilindro con el remolque desde la posición inicial hasta la posición final para obtener el mayor valor de la fuerza del cilindro, la cual supondrá la posición mas desfavorable con la que luego calcularemos los esfuerzos en el larguero en “C”. En la Figura 25 podemos ver representado como sería el ángulo “ α ” en la posición inicial.

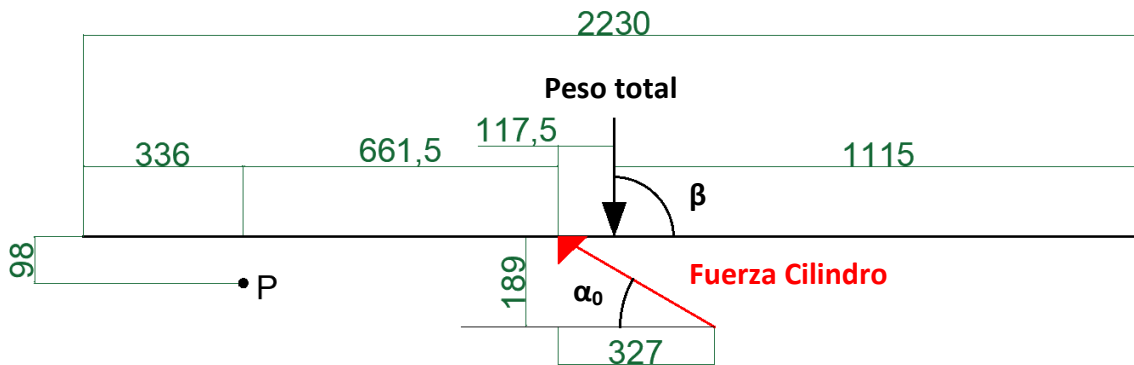


Figura 25. Acción del cilindro sobre el larguero en "C" del chasis móvil en la posición inicial.

$$\operatorname{tg}(\alpha) = \frac{189}{327} = 0,5778$$

$$\alpha_{\text{inicial}} = \arctan(0.5779) = 30,02^\circ$$

En la Figura 26 vemos representado el ángulo " α " en la posición final, con el remolque totalmente basculado.

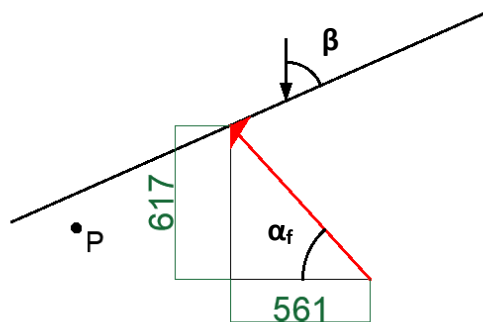


Figura 26. Acción del cilindro sobre el larguero en "C" del chasis móvil en la posición final.

$$\operatorname{tg}(\alpha) = \frac{617}{561} = 1,0998$$

$$\alpha_{\text{final}} = \arctan(1,0998) = 47,32^\circ$$

Como el peso del propio chasis es una fuerza que siempre se mantiene de manera vertical, el ángulo que forma con la superficie del remolque va variando a medida que varía el ángulo “ α ” del cilindro.

Para poder obtener la fuerza del cilindro en las diferentes posiciones del chasis móvil tenemos que establecer una relación entre el ángulo “ β ” del peso y el ángulo “ α ” del cilindro.

Representadas en la Figura 27 tenemos dos distancias, “H” y “B”, que son fijas, ya que el punto de rotación P y el punto inferior del cilindro no se mueven en ningún momento.

Con las dimensiones descritas anteriormente calculamos estas distancias:

$$H = 189 - 98 = 91 \text{ [mm]}$$

$$B = 661,5 + 327 = 988,5 \text{ [mm]}$$

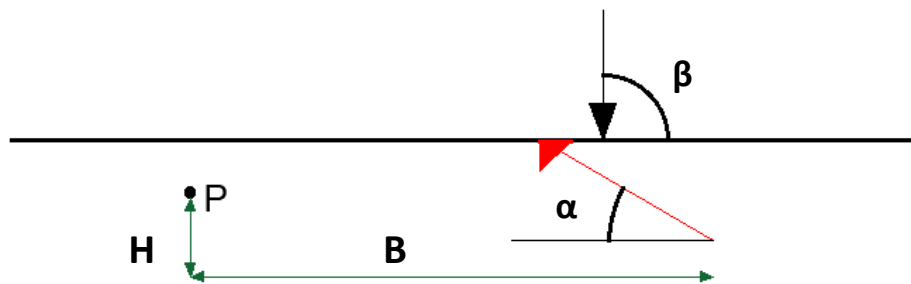


Figura 27. Distancias de la base del cilindro al punto de rotación del chasis.

Como no se puede relacionar directamente el ángulo “ α ” del cilindro con el ángulo “ β ” del peso proponemos la siguiente relación apoyándonos en la Figura 28.

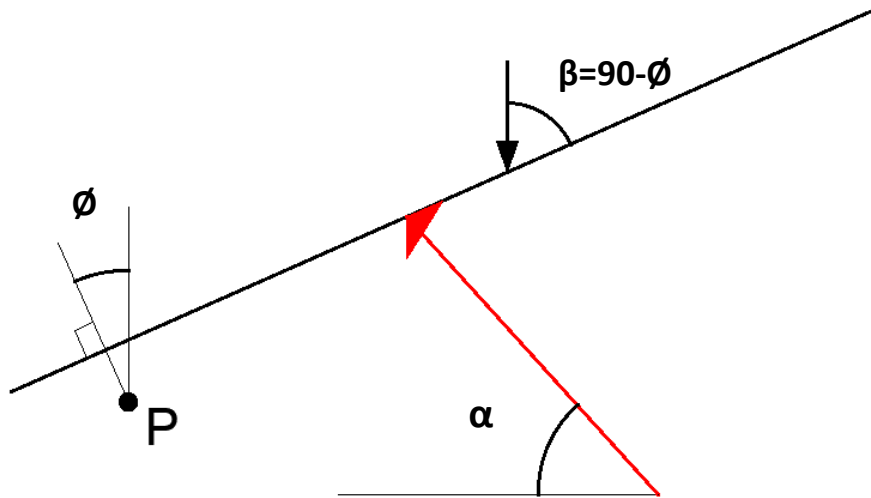


Figura 28. Relación de ángulos del cilindro hidráulico y el chasis móvil.

Partiendo de estos ángulos y las distancias calculadas anteriormente, sabemos que la tangente genérica para cualquier valor del ángulo “ α ” se calcula como:

$$tg(\alpha) = \frac{H + 98 * \cos(\phi) + 661,5 * \text{sen}(\phi)}{B + 98 * \text{sen}(\phi) - 661,5 * \cos(\phi)}$$

Cuando $\phi=0$ el chasis se encuentra en la posición inicial, totalmente horizontal, por tanto el ángulo $\beta=90$.

$$\phi = 0, \quad \beta = 90 \rightarrow tg(\alpha) = \frac{91 + 98}{988 - 661,5} = 0,5779$$

$$\arctg(0,5779) = 30,02^\circ$$

Obviamente cuando $\phi=0$ obtenemos $\alpha=30.02$ que corresponde al ángulo inicial.

Por tanto dando valores al ángulo “ ϕ ” obtenemos los diferentes valores del ángulo “ β ” para un rango comprendido entre $\alpha_{inicial} = 30,02^\circ$ y $\alpha_{final} = 47,32^\circ$.

Vemos en la Tabla 10, los diferentes valores de “ ϕ , β y α ”, que obtenemos aumentando el ángulo “ ϕ ” de 5 en 5 grados en un rango comprendido entre “ $\alpha_{inicial}$ ” y “ α_{final} ”.

Tabla 10. Valores de los ángulos \varnothing , α , β , desde la posición inicial del cilindro a la posición final.

\varnothing	TAN	ATAN	α	β
0	0,58	0,52	30,02	90
5	0,73	0,63	36,07	85
10	0,85	0,71	40,50	80
15	0,95	0,76	43,59	75
20	1,02	0,80	45,63	70
25	1,07	0,82	46,87	65
28,3	1,08	0,83	47,32	61,7

Ahora que ya sabemos el ángulo " α " inicial y final, y como influye el ángulo " α " en el ángulo " β ", vamos a calcular los diferentes valores de la fuerza del cilindro. Para ello vamos a realizar el sumatorio de momentos desde P, que es el punto de rotación del chasis. La fórmula es la siguiente:

$$\sum M_P = 0$$

$$\sum M_P = P_{Total} * \text{sen}(\beta) * (1115 - 336) - P_{Total} * \cos(\beta) * 98 - F_{cil} * \text{sen}(\alpha) * 661,5 - F_{cil} * \cos(\alpha) * 98 = 0$$

Siendo $P_{Total} = 5271,97 \text{ [N]}$.

$$\sum M_P = 5271,97 * \text{sen}(\beta) * 779 - 5271,97 * \cos(\beta) * 98 - F_{cil} * \text{sen}(\alpha) * 661,5 - F_{cil} * \cos(\alpha) * 98 = 0$$

Despejamos de la ecuación la fuerza del cilindro y queda:

$$F_{cil} = \frac{5271,97 * 779 * \text{sen}(\beta) - 5271,97 * 98 * \cos(\beta)}{661,5 * \text{sen}(\alpha) + 98 * \cos(\alpha)}$$

Damos valores al ángulo α desde " $\alpha_{inicial}$ " a " α_{final} ". Vemos el resultado de las diferentes fuerzas del cilindro en la Tabla 11.



Tabla 11. Valores de la fuerza del cilindro para los diferentes valores del ángulo α .

α	β	FUERZA CILINDRO [N]
30,02	90	9876,94
36,07	85	8632,48
40,50	80	7844,97
43,59	75	7272,71
45,63	70	6801,70
46,87	65	6373,48
47,33	61,7	6098,13

Vemos que el cilindro realiza la fuerza mayor, 9876.9 [N], en la posición inicial, justo cuando empieza a levantar el remolque. Vamos a basar nuestros cálculos en esta posición ya que es la más desfavorable.

ANEXO IV: DISEÑO DEL PASADOR Y PLAQUETAS DEL CILINDRO

Vamos a dimensionar el pasador de las plaquetas en las que actúa la fuerza del cilindro. Para ellos vamos a considerar los dos posibles fallos, el fallo por aplastamiento y el fallo por doble cortadura.

El espesor de las plaquetas es de 7 milímetros. Vamos a imponer un coeficiente de seguridad de trabajo de 4.

IV.1 Fallo del pasador por aplastamiento

Vemos en la Figura 29 que el espesor de las plaquetas corresponde a $\frac{e}{2}$, por lo tanto nuestra fuerza del cilindro será: $\frac{F_{cil}}{2}$.

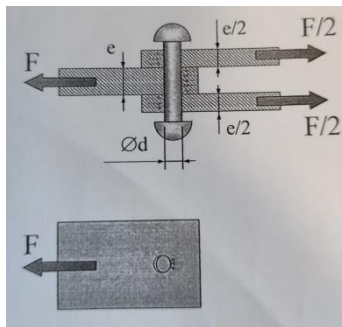


Figura 29. Esquema del pasador sometido a aplastamiento.

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{F_{cilindro}}{\phi * e_{placa}} [MPa] \quad \sigma_{adm-Acero} = 205 [Mpa]$$

$$CS = \frac{\sigma_{adm-Acero}}{\sigma_{aplastamiento}}$$

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{\sigma_{adm-Acero}}{CS} = \frac{205}{4} = 51,25 [MPa]$$

$$\phi = \frac{F_{cilindro}}{\sigma_{aplastamiento} * e_{placa}} = \frac{\frac{9876,9}{2} [N]}{51,25 [MPa] * 7 [mm]} = 13,76 [mm]$$

IV.II Fallo del pasador por doble cortadura

En la Figura 30 se representan los esfuerzos a los que está sometido el pasador trabajando a doble cortadura.

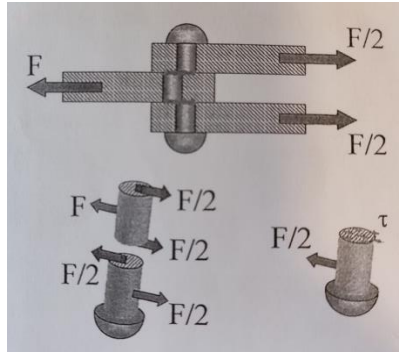


Figura 30. Esquema del pasador sometido a doble cortadura.

$$\tau = \frac{\frac{F_{cilindro}}{2} [N]}{A [mm^2]} = [MPa]$$

$$\text{Área} = \pi * \left(\frac{\phi}{2}\right)^2$$

$$2\tau = \frac{\sigma_{adm-Acero}}{CS} \quad \tau = \frac{205}{4 * 2} = 25,625 [MPa]$$

$$\tau = \frac{\frac{F_{cilindro}}{2}}{\pi * \left(\frac{\phi}{2}\right)^2} \quad \phi = \sqrt{\frac{\frac{F_{cilindro}}{2} * 4}{\pi * \tau}} = \sqrt{\frac{\frac{9876,9}{2} * 4}{\pi * 25,625}} = 15,66 [mm]$$

Después de calcular los dos posibles fallos del pasador vemos que el más desfavorable es el fallo por doble cortadura. Por lo tanto nuestro diámetro del pasador será de $15,66 \approx 16 [mm]$.

IV.III Dimensionamiento anchura plaqueta cilindro

Ahora vamos a dimensionar la anchura necesaria de la plaqueta en la que actúa el cilindro. Para ello vamos a aplicar el teorema de flexión compuesta, ya que la plaqueta tendrá un esfuerzo normal (Fuerza cilindro en X) y un esfuerzo cortante (Fuerza cilindro en Y) actuando sobre ella.

El esfuerzo normal a la plaqueta se lo proporciona la fuerza del cilindro en dirección "X" y no la fuerza en "Y" porque la plaqueta está colocada en posición horizontal.

Como hay un par de plaquetas en cada lado, la fuerza que le llega a cada una es $\frac{F_{cil}}{2}$. Sabemos que la fuerza del cilindro se aplica a una distancia de 37,5 [mm].

Del ANEXO III: CILINDRO HIDRÁULICO obtenemos que la máxima fuerza del cilindro es de 9876,9[N] para un ángulo del cilindro con el chasis de $\alpha = 30,02^\circ$.

Descomponemos esta fuerza en los ejes "X" e "Y" para poder dimensionar la altura de la plaqueta:

$$F_{cil_x} = \frac{9876,9 * \cos(30,02)}{2} = 4275,96[N]$$

$$F_{cil_y} = \frac{9876,9 * \sin(30,02)}{2} = 2470,72 [N]$$

Los diagramas de esfuerzo son los representados en la Figura 31.

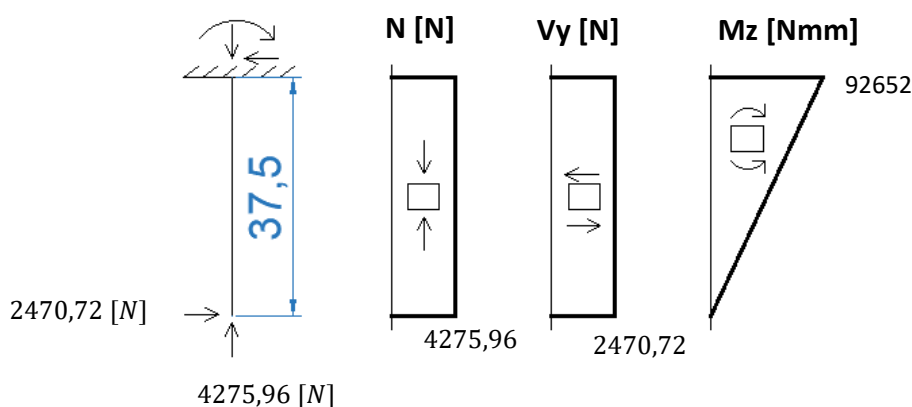


Figura 31. Diagramas de esfuerzo de la plaqueta en la que actúa la fuerza del cilindro.

Queremos trabajar con un coeficiente de seguridad de trabajo de 4. Sabemos que

$$\sigma_{adm-Acero} = 205 [Mpa]$$

$$CS = \frac{\sigma_{adm-Acero}}{\sigma}$$

$$\sigma = \frac{\sigma_{adm-Acero}}{CS} = \frac{205}{4} = 51,25 [MPa]$$

Para poder aplicar flexión compuesta debemos saber cuál es el área de la sección de la plaqueta, la cual vemos en la Figura 32 y su módulo resistente a flexión.



Figura 32. Sección de la plaqueta en la que actúa el cilindro hidráulico.

El área de la sección la calculamos como:

$$A = h * e = h * 7$$

El momento de inercia de la sección lo calculamos como:

$$I = \frac{1}{12} * e * h^3 = \frac{7}{12} h^3$$

Por lo tanto el módulo resistente a flexión de la sección será;

$$Wf = \frac{I}{Dmax} = \frac{\frac{7}{12} * h^3}{\frac{h}{2}} = \frac{7 * h^2}{6}$$

Aplicamos el teorema de la flexión compuesta:

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_{max}}{Wf} \rightarrow 51,25 = \frac{4275,96}{h * 7} + \frac{92653}{\frac{7 * h^2}{6}} \rightarrow 51,25 = \frac{610,85}{h} + \frac{79416}{h^2}$$

Multiplicamos toda la ecuación por h^2 .

$$51,25h^2 - 610,85h - 79416 = 0$$



Resolvemos la ecuación de segundo grado y nos quedamos únicamente con el valor positivo:

$$h = \frac{-(-610,85) \pm \sqrt{(-610,85)^2 - 4 * 51,25 * (-79416)}}{2 * 51,25} = 45,77 [mm]$$

ANEXO V: CHASIS MÓVIL

V.I Dimensiones chasis móvil

Primero vamos a definir el chasis móvil.

Como vemos en la Figura 33, el chasis móvil está compuesto por 7 barras horizontales de longitud 1198 milímetros, con un perfil cuadrado hueco de 40 milímetros de lado (definido en su totalidad en el Anexo I.II Perfil 1) y dos largueros de longitud 2230 milímetros con este mismo perfil que las unen.

Soldado en la parte inferior de este conjunto de barras de perfil cuadrado hay un larguero con un perfil en "C" de 78 milímetros de alto (definido en su totalidad en el Anexo I.V Perfil 4), que tiene forma de rectángulo de dimensiones 2230x860 milímetros. Además hay una barra unida al larguero, que se encuentra a 1210 milímetros de la parte delantera del chasis, con un perfil también en "C" (definido en su totalidad en el I.VI Perfil 5), en la que se aplica la fuerza del cilindro y permite bascular al remolque.

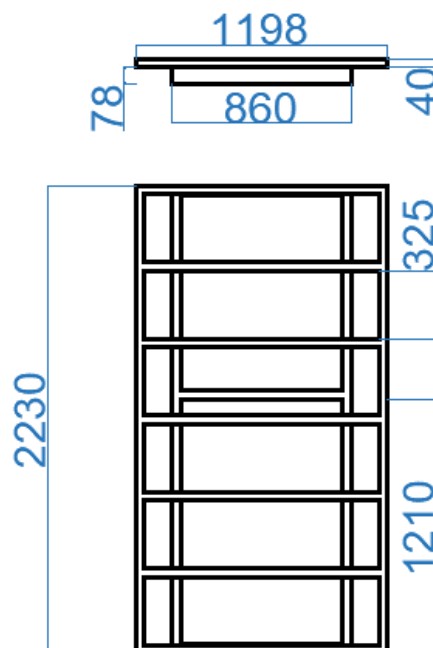


Figura 33. Dimensiones del chasis móvil.

Para realizar los cálculos consideraremos que tanto los dos largueros de perfil cuadrado como las 2 barras de los extremos con perfil en "C" no soportan carga. Es decir, toda la carga del remolque cae sobre las 7 barras de perfil cuadrado horizontales y sobre los dos largueros de 2230 milímetros con perfil en "C".

V.II Barras Perfil Cuadrado

Tenemos que diferenciar 2 tipos de barra, las barras centrales y las barras laterales. El perfil de estas barras está definido en el Anexo I.II Perfil 1.

Vemos en la Figura 34, el área cargada correspondiente a cada barra. Las barras centrales soportan la carga que cae sobre ellas más la carga que cae sobre las dos mitades de los huecos de sus lados, mientras que las barras laterales soportan la carga que cae sobre ellas más la mitad de carga del hueco de su lado.

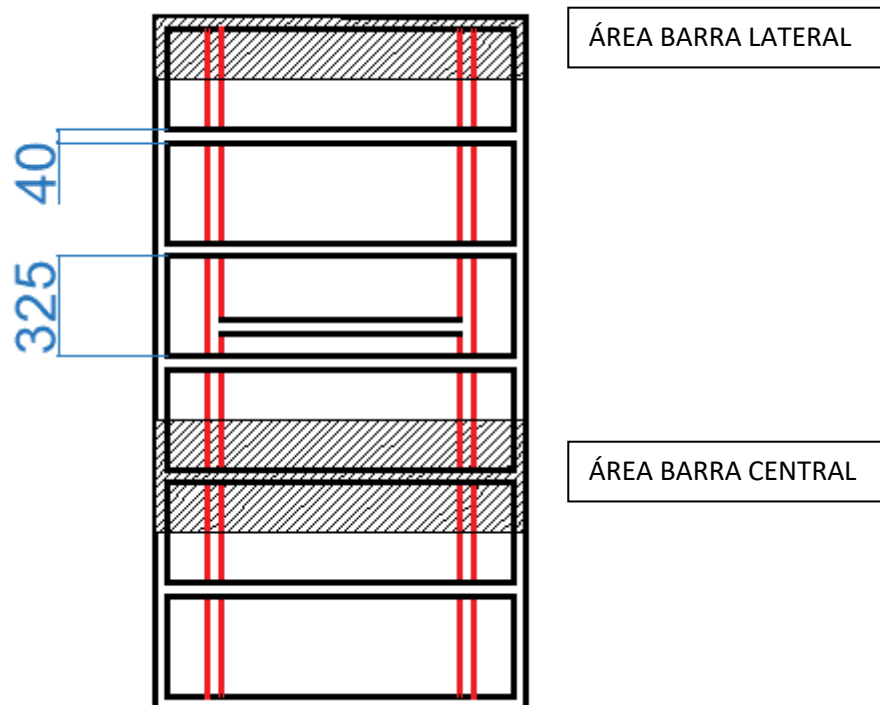


Figura 34. Área cargada correspondiente a cada barra de perfil cuadrado.

Obtenemos del Punto 4. HIPÓTESIS DE PARTIDA, que la carga distribuida por la superficie del remolque es $\sigma = 1,65 * 10^{-3} \left[\frac{N}{mm^2} \right]$.

Por lo tanto la carga que soportan las barras centrales es:

$$q_{central} = \sigma * Area = 1,65 * 10^{-3} \left[\frac{N}{mm^2} \right] * \left(40 + \frac{325}{2} + \frac{325}{2} \right) [mm] = 0,60225 \left[\frac{N}{mm} \right]$$

Y la carga que soportan las barras laterales es:

$$q_{lateral} = \sigma * Area = 1,65 * 10^{-3} \left[\frac{N}{mm^2} \right] * \left(40 + \frac{325}{2} \right) [mm] = 0,3341 \left[\frac{N}{mm} \right]$$

Estas barras se apoyan en el larguero en "C". Vamos a modelarlo como dos apoyos puntuales en el centro de la barra del larguero como se muestra en la Figura 35. Este esquema sirve tanto para la barra lateral como para la barra central, lo único que variará es el valor de la carga distribuida como ya hemos explicado anteriormente.

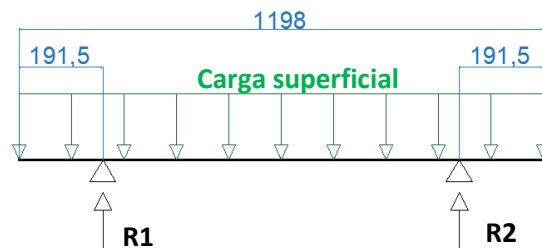


Figura 35. Carga y apoyos barra perfil cuadrado.

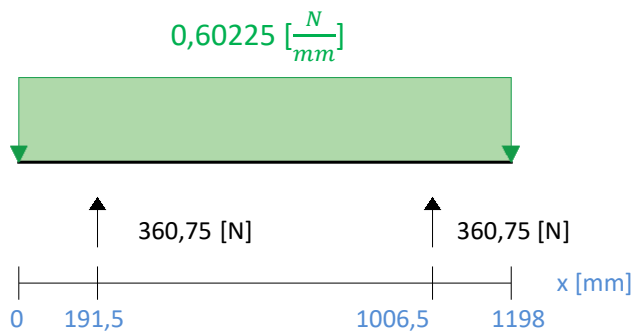
Como la barra es simétrica R1 y R2 tendrán el mismo valor.

$$R_{BARRA CENTRAL} = \frac{0,60225 \left[\frac{N}{mm} \right] * 1198 [mm]}{2} = 360,75 [N]$$

$$R_{BARRA LATERAL} = \frac{0,3341 \left[\frac{N}{mm} \right] * 1198 [mm]}{2} = 200,14 [N]$$

Los diagramas de esfuerzo son los representados en la Figura 36:

BARRA CENTRAL



BARRA LATERAL

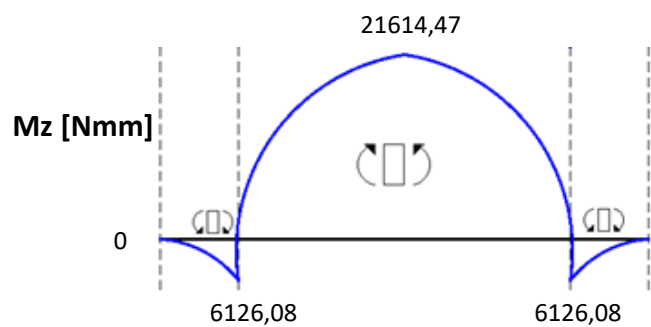
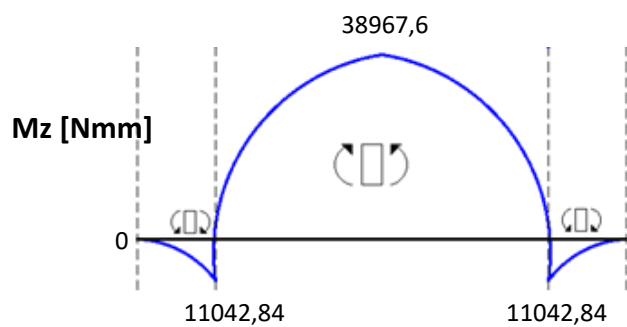
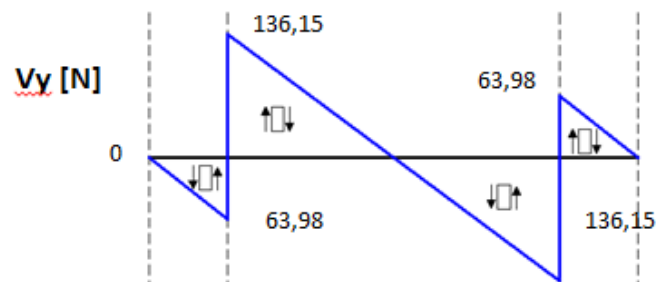
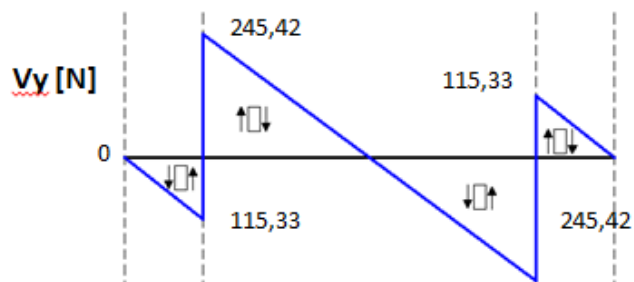
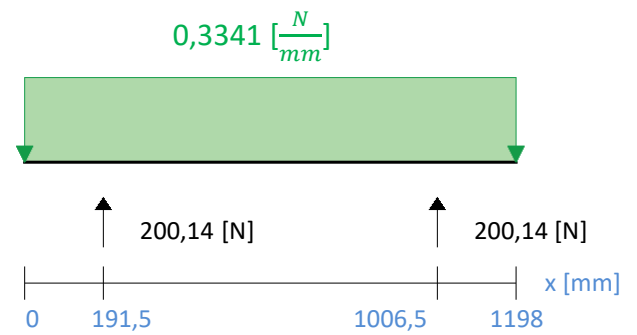


Figura 36. Diagramas de esfuerzo de las barras centrales y laterales de perfil cuadrado del chasis móvil.

Sabemos que el que el módulo resistente de la sección cuadrada de este perfil es:

$$W = 4,51 * 10^3 [mm]^3.$$

Ahora vamos a calcular la tensión máxima que soporta cada barra, la central y la lateral:

$$\sigma_{central} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{38967,6 [Nmm]}{4,51 * 10^3 [mm]^3} = 8,64 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{lateral} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{21614,47 [Nmm]}{4,51 * 10^3 [mm]^3} = 4,79 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

La tensión máxima admisible del acero es de 205 [MPa]. Por lo tanto el coeficiente de seguridad de cada barra es:

$$CS_{central} = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{205}{8,64} = 23,72$$

$$CS_{lateral} = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{205}{4,79} = 42,8$$

V.III Barra Fuerza Cilindro Chasis Móvil

Esta barra tiene un perfil en "C". Este perfil está definido en su totalidad en el Anexo I.VI Perfil 5. Su longitud es de 860 milímetros. En el centro de esta barra actúa directamente la fuerza del cilindro y está empotrada en el larguero en "C" del chasis móvil.

Al estar la barra biempotrada y actuar la fuerza del cilindro en el medio de esta, tenemos un momento de empotramiento perfecto, como vemos en la Figura 37, por lo tanto el valor del momento máximo lo sacaremos directamente aplicando este criterio.

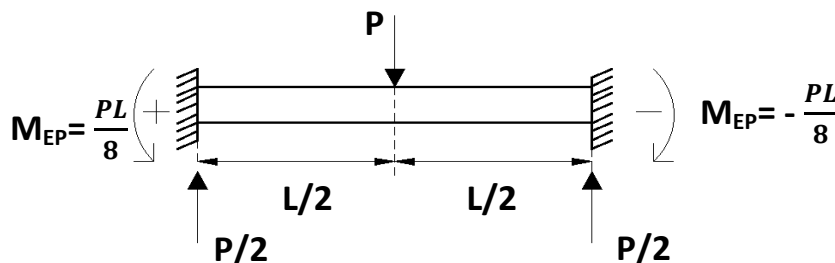


Figura 37. Momento de empotramiento perfecto



La posición y fuerza del cilindro más desfavorable que actúa sobre esta barra la obtenemos del ANEXO III: CILINDRO HIDRÁULICO.

Vamos a descomponer la fuerza del cilindro en los ejes X e Y para poder realizar los cálculos correctamente, ya que esta fuerza actúa sobre la barra de manera inclinada.

FUERZA QUE TRANSMITE EL CILINDRO:

$$F_{cil_x} = 9876,9 * \cos(30,02) = 8551,924[N]$$

$$F_{cil_y} = 9876,9 * \sin(30,02) = 4941,437[N]$$

Por lo tanto los momentos de empotramiento perfecto son los siguientes:

$$M_{EP}F_{cil_x} = \frac{8551,924 * 860}{8} = 919331,61[Nmm]$$

$$M_{EP}F_{cil_y} = \frac{4941,437 * 860}{8} = 531204,47[Nmm]$$

La tensión máxima que soporta la barra es:

$$\sigma = \frac{M_{EP}F_{cil_x}}{W_y} + \frac{M_{EP}F_{cil_y}}{W_x} = \frac{919331,61}{6666,38} + \frac{531204,47}{24344,803} = 159,72 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Por lo tanto el coeficiente de seguridad será:

$$CS = \frac{\sigma_{adm-Acero}}{\sigma} = \frac{205}{159,72} = 1,28$$

V.IV Larguero en C

Una vez obtenida la mayor fuerza del cilindro, que corresponderá a la situación más desfavorable del larguero con perfil en "C", ya podemos calcular los esfuerzos de las barras de este. El perfil del larguero está definido en el Anexo I.V Perfil 4.

Como hemos hecho en el ANEXO III: CILINDRO HIDRÁULICO, consideramos la carga repartida sobre la superficie del chasis de 4410 [N] como una carga puntual situada en el medio del chasis. Como hay dos largueros, a cada uno le llegará la mitad del peso del propio chasis, la mitad de la carga distribuida y la mitad de la fuerza del cilindro.

CARGA QUE LE LLEGA AL LARGUERO

$$P = \frac{P_{\text{chasis móvil}} + \text{Carga}_{\text{Remolque}}}{2} = \frac{861,97 + 4410}{2} = 2635,98 \text{ [N]}$$

FUERZA QUE TRANSMITE EL CILINDRO

$$F_{\text{cil}_x} = \frac{9876,9 * \cos(30,02)}{2} = 4275,96 \text{ [N]}$$

$$F_{\text{cil}_y} = \frac{9876,9 * \sin(30,02)}{2} = 2470,72 \text{ [N]}$$

El apoyo del larguero en “C” son las plaquetas que unen los dos chasis (punto de rotación del chasis móvil), ya que el momento mas desfavorable de este es cuando el remolque empieza a bascular, y al levantarse la parte delantera del chasis deja de estar apoyada. Llamamos “Rx” y “Ry” a las reacciones de las plaquetas. Podemos ver el croquis de fuerzas que actúan sobre el larguero en la Figura 38.

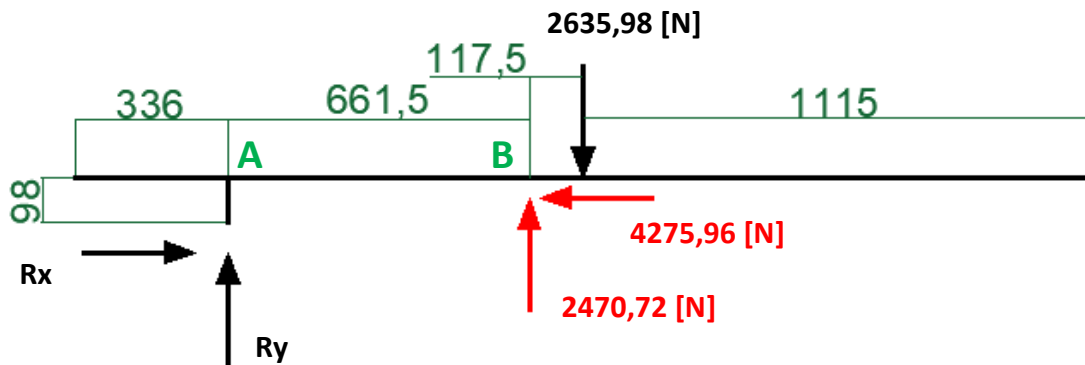


Figura 38. Croquis de las fuerzas que actúan sobre el larguero en “C” del chasis móvil.



Vamos a calcular las reacciones “Rx” y “Ry” realizando el sumatorio de momentos desde los puntos A y B.

$$\sum M_A = Rx * 98 + 2470,72 * 661,5 - 2635,98 * (117,5 + 661,5) = 0$$

$$Rx = \frac{2635,98 * 779 - 2470,72 * 661,5}{98} = 4275,96 [N]$$

$$\sum M_B = Rx * 98 - Ry * 661,5 - 2635,98 * 117,5 = 0$$

$$Ry = \frac{4275,96 * 98 - 2635,98 * 117,5}{661,5} = 165,25 [N]$$

Una vez obtenidas las reacciones en las plaquetas que unen los chasis ya podemos calcular los diagramas de esfuerzos del larguero en “C”. En este caso vamos a modelar el larguero y las plaquetas como una única barra para calcular los esfuerzos reales. Mas adelante haremos un estudio individual de estas plaquetas.

Los diagramas de esfuerzo son los representados en la Figura 39.

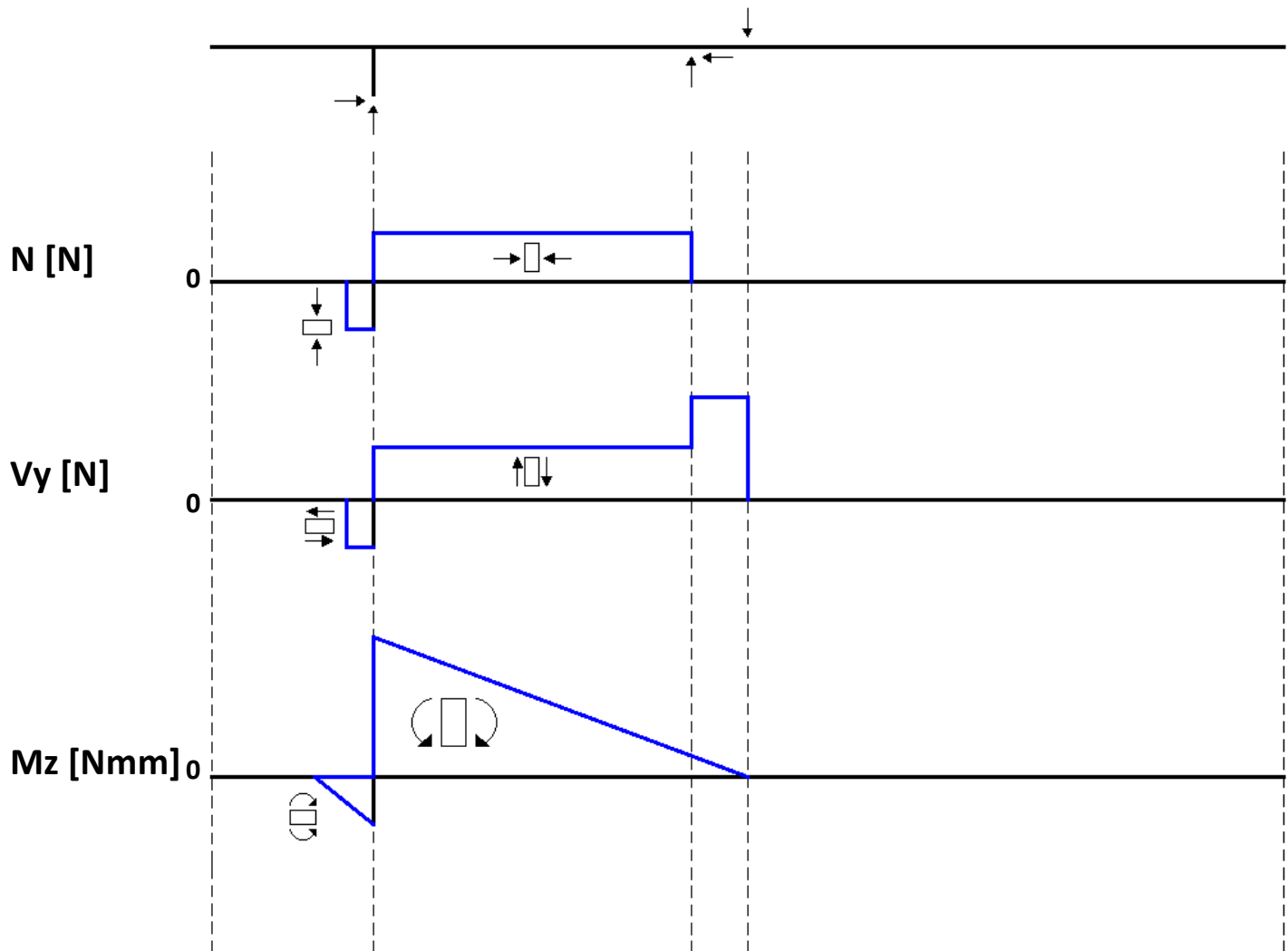


Figura 39. Diagramas de esfuerzo del larguero en "C" del chasis móvil.

Una vez obtenidos los diagramas de esfuerzo calculamos la tensión máxima que soporta la viga

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_{max}}{W} = \frac{4275,97}{790} + \frac{419045,06}{18755,47} = 27,75 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Por lo tanto el coeficiente de seguridad será:

$$CS = \frac{\sigma_{adm-Acero}}{\sigma} = \frac{205}{27,75} = 7,38$$

V.V Barra Apoyo Chasis Móvil

Por último, para dejar totalmente definido el chasis móvil vamos a estudiar la barra en la que se apoya el chasis cuando este está en reposo, es decir, cuando el cilindro no actúa sobre él. Esta barra tiene un perfil en “C”, definido en su totalidad en el Anexo I.V Perfil 4.

El chasis móvil en reposo tiene dos apoyos, como vemos en la Figura 40 representados en rojo. Por un lado los dos pares de plaquetas que lo unen al chasis fijo y por otro la barra delantera en la que está apoyado. Vamos a centrarnos en esta barra.



Figura 40. Apoyos del chasis móvil en reposo.

Esta barra aguantará parte del peso del chasis y parte de la carga distribuida sobre él. Como vemos en la Figura 41, las plaquetas y la barra de apoyo no aguantarán la misma carga, ya que las plaquetas tienen una posición interior en el chasis mientras que la barra de apoyo está en el extremo.

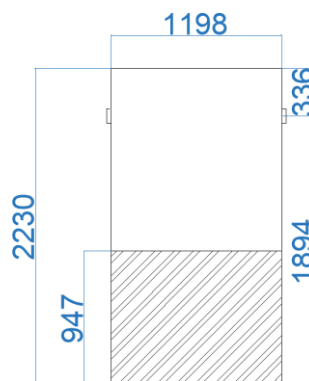


Figura 41. Área cargada correspondiente a la barra de apoyo del chasis móvil en reposo.



La longitud total del chasis es de 2230 [mm], las plaquetas están a una distancia de 336 [mm] del extremo. Por lo tanto la longitud del chasis la cual correspondería a la barra que queremos dimensionar es la siguiente:

$$\frac{2230 - 336}{2} = 947 \text{ [mm]}$$

Sabemos que la máxima carga que soporta el remolque son 4410 [N] y del ANEXO II: PESO DEL CHASIS MOVIL, obtenemos que el peso total del chasis móvil es 861,97 [N]

Por lo tanto habrá una carga distribuida total de:

$$\sigma = \frac{F[\text{N}]}{A[\text{mm}^2]} = \frac{4410 + 861,97}{1198 * 2230} = 1,97 * 10^{-3} \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

El área cargada correspondiente a la barra que queremos estudiar es de 967*1198 [mm²].

Por tanto esta barra soportará una carga de:

$$F = \sigma * A = 1,97 * 10^{-3} \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] * 967 * 1198 [\text{mm}^2] = 2286,1 \text{ [N]}$$

La barra tiene una longitud de 600 milímetros por lo tanto vamos a modelizar esta fuerza como una carga distribuida de:

$$\sigma = \frac{2286,1 \text{ [N]}}{600 \text{ [mm]}} = 3,81 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]$$

Vemos que esta barra está apoyada en el chasis fijo, vamos a calcularlo como dos apoyos puntuales en los extremos de la barra del chasis fijo en la que se apoya. La barra del chasis fijo en la que se apoya tiene un perfil cuadrado de 60 milímetros de lado, por tanto los apoyos estarán centrados y separados 60 milímetros. Además, como los apoyos son simétricos tendrán el mismo valor:

$$R1 = R2 = \frac{2286,1}{2} = 1143,05 \text{ [N]}$$

Los diagramas de esfuerzos son los representados en la Figura 42.

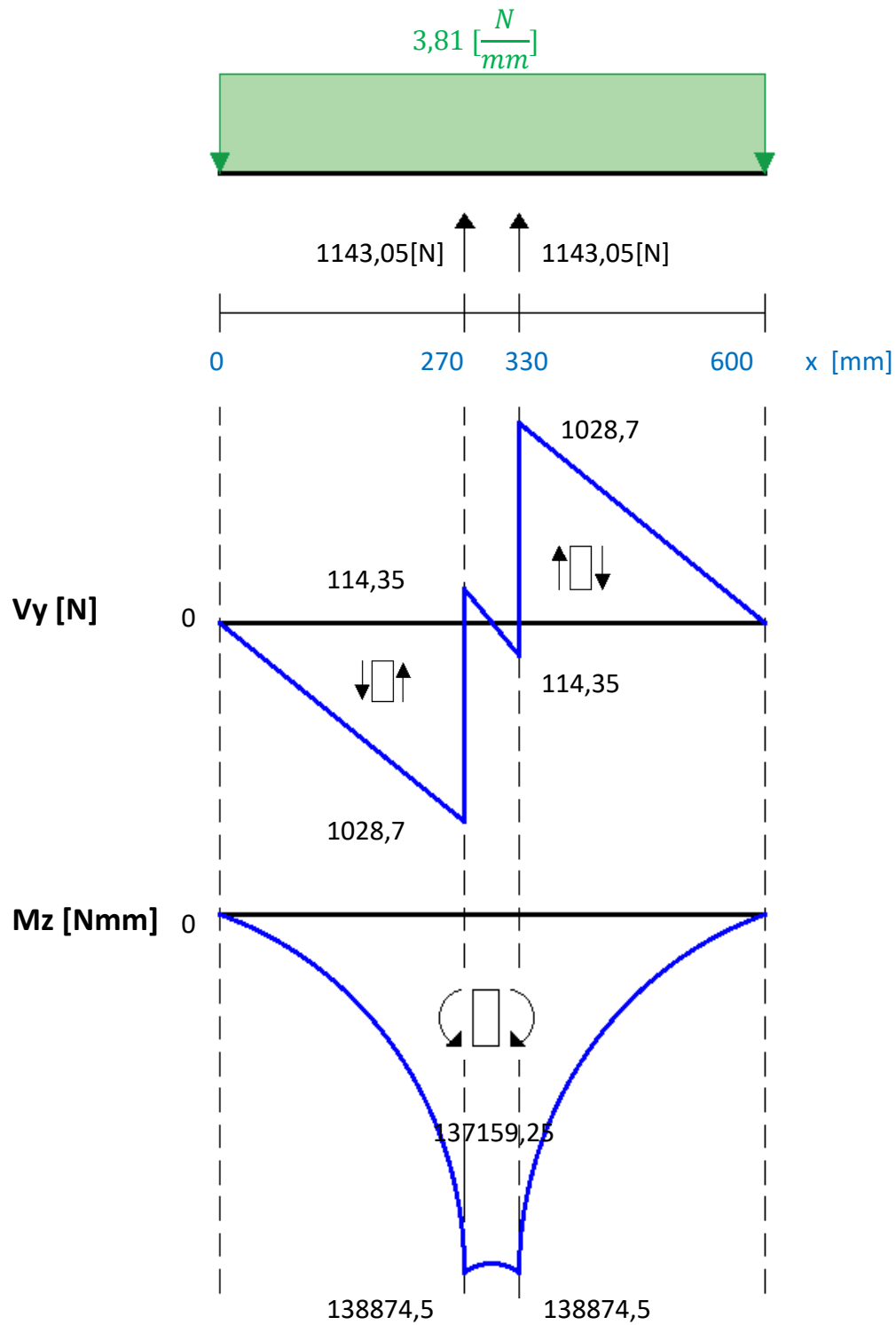


Figura 42. Diagramas de esfuerzo de la barra en la que se apoya el chasis móvil en reposo.



Ahora vamos a calcular la tensión máxima que soporta la barra:

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W} = \frac{138874,5 \text{ [Nmm]}}{18755,47 \text{ [mm]}^3} = 7,4 \left[\frac{N}{\text{mm}^2} \right]$$

La tensión máxima admisible del acero es de 205 [MPa]. Por lo tanto el coeficiente de seguridad de cada barra es:

$$CS_{central} = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{205}{7,4} = 27,68$$

ANEXO VI: DISEÑO DEL PASADOR Y PLAQUETAS UNIÓN CHASIS

Ya tenemos calculado el chasis móvil completamente. Ahora vamos a dimensionar los pasadores de las plaquetas que unen los dos chasis. Las fuerzas que actúan sobre estas plaquetas, las cuales vemos en la Figura 43, son las reacciones “Rx” y “Ry” calculadas en el Anexo V.IV Larguero en C.

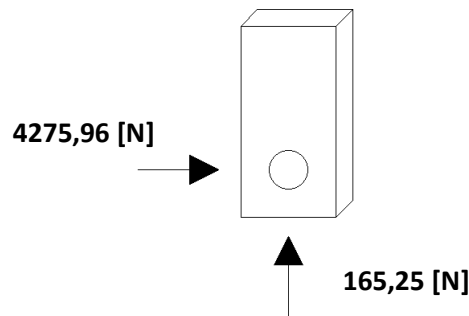


Figura 43. Fuerzas que actúan en cada par de plaquetas que unen los dos chasis.

El espesor de las plaquetas es 5[mm]. Vamos a trabajar con un coeficiente de seguridad de 4.

VI.I Fallo por aplastamiento

Vamos a realizar los cálculos con la fuerza resultante de las 2. Como hay 2 pares de plaquetas a cada lado, a una plaqueta le llegará la mitad de fuerza:

$$F_{1-plaqueta} = \frac{\sqrt{4275,96^2 + 165,25^2}}{2} = \frac{4279,15}{2} = 2139,576 \text{ [N]}$$

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{F_{1-plaqueta}}{\phi * e_{placa}} \text{ [MPa]}$$

$$CS = \frac{\sigma_{adm-Acero}}{\sigma_{aplastamiento}} \quad \sigma_{adm-Acero} = 205 \text{ [Mpa]}$$

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{\sigma_{adm-Acero}}{CS} = \frac{205}{4} = 51,25 \text{ [MPa]}$$

$$\phi = \frac{F_{1-plaqueta}}{\sigma_{aplastamiento} * e_{placa}} = \frac{2139,576 \text{ [N]}}{51,25 \text{ [MPa]} * 5 \text{ [mm]}} = 8,35 \text{ [mm]}$$



VI.II Fallo por doble cortadura

$$\tau = \frac{F_{1-plaqueta}[N]}{A[mm^2]} = [MPa]$$

$$\text{Área} = \pi * \left(\frac{\phi}{2}\right)^2$$

$$2\tau = \frac{\sigma_{adm-Acero}}{CS} \quad \tau = \frac{205}{4 * 2} = 25,625 [MPa]$$

$$\tau = \frac{F_{1-plaqueta}}{\pi * \left(\frac{\phi}{2}\right)^2} \quad \phi = \sqrt{\frac{F_{1-plaqueta} * 4}{\pi * \tau}} = \sqrt{\frac{2139,576 * 4}{\pi * 25,625}} = 10,31 [mm]$$

Después de calcular los dos posibles fallos del pasador vemos que el más desfavorable es el fallo por doble cortadura. Por lo tanto nuestro diámetro del pasador será de $10,31 \approx 10,5$ [mm].

VI.III Dimensionamiento anchura plaqueta unión chasis

Como ya hemos hecho en el Anexo IV.III Dimensionamiento anchura plaqueta cilindro, vamos a calcular la anchura necesaria de las plaquetas que unen los chasis.

Como hay un par de plaquetas en cada lado, la fuerza que le llega a cada una es $\frac{F_{cil}}{2}$. Sabemos que la altura de la plaqueta es de 98 [mm].

Descomponemos la fuerza del cilindro en los ejes X e Y como hemos hecho en el Anexo IV.III Dimensionamiento anchura plaqueta cilindro.

Los diagramas de esfuerzo son los representados en la Figura 44.

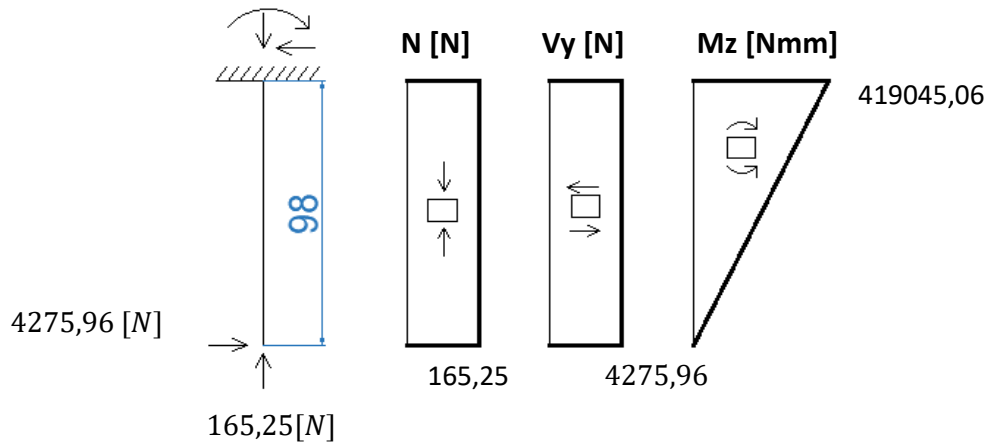


Figura 44. Diagramas de esfuerzo de las plaquetas que unen los chasis.

Queremos trabajar con un coeficiente de seguridad de trabajo de 4. Sabemos que:

$$\sigma_{adm-Acero} = 205 \text{ [Mpa]}$$

$$CS = \frac{\sigma_{adm-Acero}}{\sigma}$$

$$\sigma = \frac{\sigma_{adm-Acero}}{CS} = \frac{205}{4} = 51,25 \text{ [MPa]}$$

Para poder aplicar flexión compuesta debemos saber cuál es el área del perfil de la plaqueta, el cual vemos en la Figura 45, y su módulo resistente a flexión.



Figura 45. Sección de la plaqueta en la que une los chasis

$$A = h * e = h * 5$$

$$I = \frac{1}{12} * e * h^3 = \frac{5}{12} h^3$$



$$Wf = \frac{I}{D_{max}} = \frac{\frac{5}{12} * h^3}{\frac{h}{2}} = \frac{5 * h^2}{6}$$

Aplicamos el teorema de la flexión compuesta:

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_{max}}{Wf} \rightarrow 51,25 = \frac{165,25}{h * 5} + \frac{419045,06}{\frac{5 * h^2}{6}} \rightarrow 51,25 = \frac{33,05}{h} + \frac{502854,07}{h^2}$$

Multiplicamos toda la ecuación por h^2 .

$$51,25 - 33,05 h - 502854,07 = 0$$

Resolvemos la ecuación de segundo grado y nos quedamos únicamente con el valor positivo:

$$h = \frac{-(-33,05) \pm \sqrt{(-33,05)^2 - 4 * 51,25 * (-502854,07)}}{2 * 51,25} = 99,37 \approx 100 [mm]$$

ANEXO VII: CHASIS FIJO

Para terminar de analizar los dos chasis, solo nos queda estudiar los esfuerzos que soportan las barras del chasis fijo. Una vez calculada la fuerza del cilindro y las reacciones en las plaquetas que unen los dos chasis, ya podemos obtener el esquema de fuerzas externas que actuarán sobre el chasis fijo. Está representado en la Figura 46.

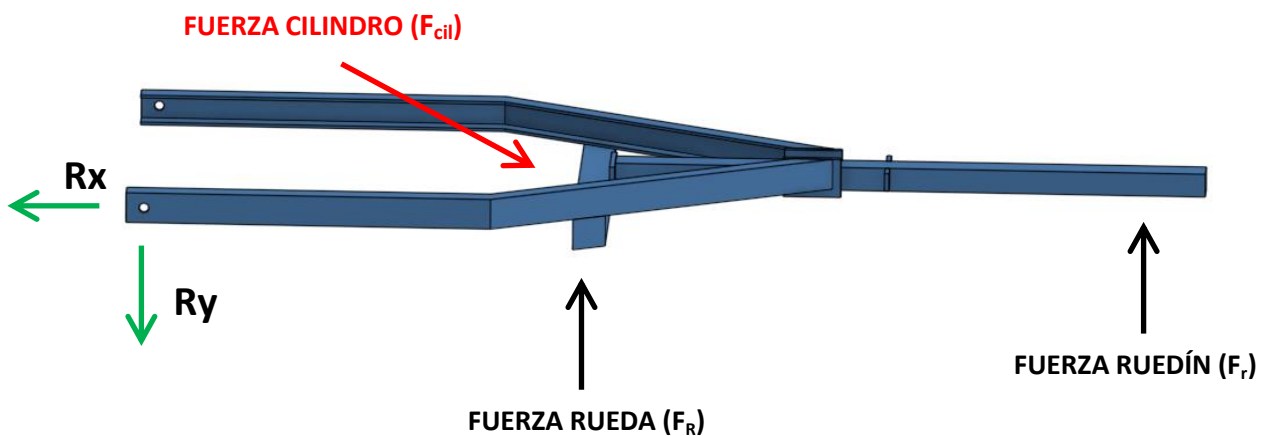


Figura 46. Esquema de fuerzas y apoyos que actúan sobre el chasis fijo.

La fuerza del cilindro y las reacciones en la plaqueta son fuerzas de acción-reacción, por lo tanto tienen el mismo valor y actúan en dirección contraria a como lo hacen en el chasis móvil.

Por otro lado las fuerzas de la rueda y el ruedín actúan hacia arriba, ya que son el apoyo del remolque. Las vamos a modelar como apoyos puntuales.

Vamos a diferenciar 2 barras, por un lado la barra en la que se ejerce la fuerza del cilindro, y por otro lado las barras principales del chasis.

La fuerza del ruedín que vamos a calcular analíticamente será la mitad de la fuerza que esta ejerza, porque solo vamos a calcular la fuerza en un lado del chasis, ya que este es simétrico.

VII.I Barra Fuerza Cilindro Chasis Fijo

Esta barra tiene un perfil cuadrado hueco de 80 milímetros de lado. Este perfil está definido en su totalidad en el Anexo I.III Perfil 2. Su longitud es de 670,3 milímetros. En el centro de esta barra actúa directamente la fuerza del cilindro.

Está empotrada en la barra en “C” del chasis fijo pero nosotros la vamos a tratar como una barra biapoyada. La fuerza del cilindro que actúa en esta barra la obtenemos del ANEXO III: CILINDRO HIDRÁULICO --> Fuerza cilindro = 9876,9 [N]

Los diagramas de esfuerzo de esta barra se muestran en la Figura 47.

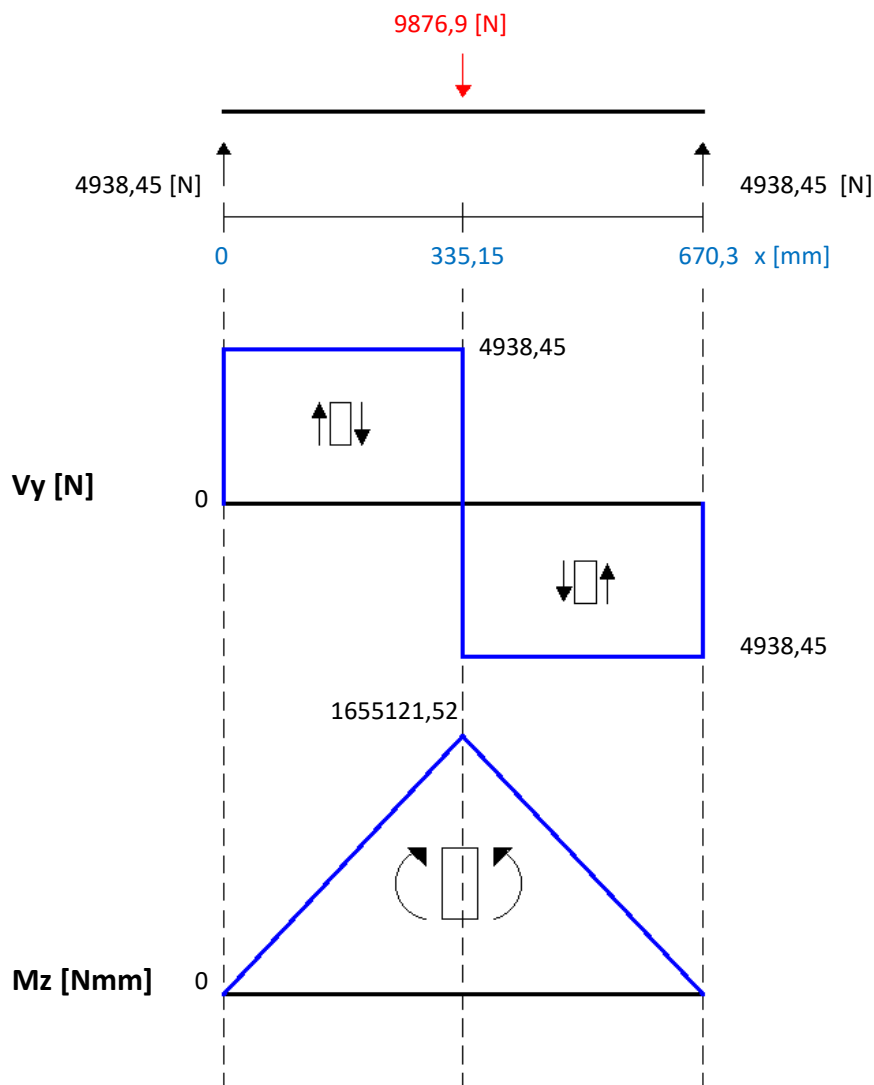


Figura 47. Diagramas de esfuerzo de la barra del chasis fijo en la que se aplica la fuerza del cilindro.

Una vez obtenidos los diagramas de esfuerzo calculamos la tensión máxima que soporta la viga:

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W} = \frac{1655121,52}{21,7 * 10^3} = 76,27 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Por lo tanto el coeficiente de seguridad será:

$$CS = \frac{\sigma_{adm-Acero}}{\sigma} = \frac{205}{76,27} = 2,68$$

VII.II Barra Principal del Chasis Fijo

Una vez analizada la barra en la que actúa la fuerza del cilindro, vamos a analizar las barras principales del chasis fijo.

Como vemos en la Figura 48 , el chasis fijo está formado por 2 barras curvadas con un perfil en “C”, definido en su totalidad en el Anexo I.V Perfil 4, en la parte trasera y una barra recta con un perfil cuadrado, definido en su totalidad en el Anexo I.IV Perfil 3, en la parte delantera.



Figura 48. Barras principales del chasis fijo.

Para el cálculo analítico vamos a coger solo una parte del chasis fijo, ya que las 2 barras curvas con perfil en “C” son simétricas y tendrán los mismos esfuerzos. Además vamos a considerar la barra principal del chasis como una barra recta, ya que si lo analizamos como una barra curva aparecen momentos torsores que nos complican mucho la resolución analítica. Posteriormente realizaremos el modelo en el programa de herramientas de cálculo por elementos finitos y veremos si los momentos torsores son influyentes a la hora de realizar los cálculos.

Vemos en la Figura 49, un esquema con las dimensiones y fuerzas que se aplican en la barra.

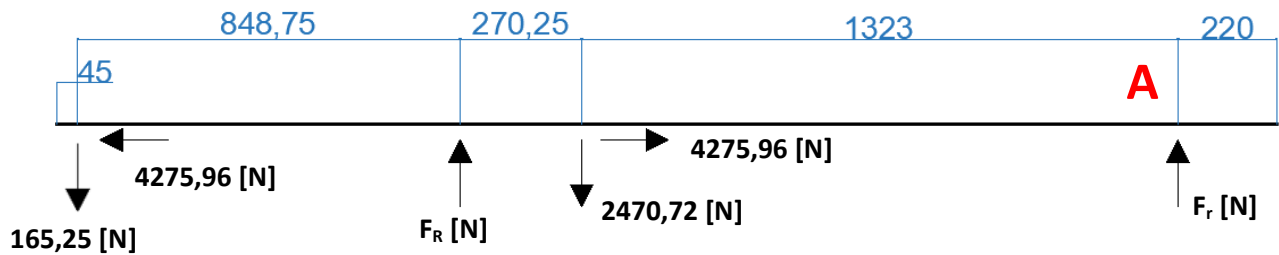


Figura 49. Esquema de las fuerzas aplicadas en la barra principal del chasis fijo.

Realizando el equilibrio de fuerzas y de momentos vamos a calcular la fuerza de la rueda (F_R) y la fuerza del ruedín (F_r).

$$\sum F_x = 0 \quad R_x = F_{cil_x} = 4275,96 \text{ [N]}$$

$$\sum F_y = 0 \quad -R_y + F_R - F_{cil_y} + F_r = 0 \rightarrow -165,25 + F_R - 2470,72 + F_r = 0$$

$$F_R + F_r = 2635,97 \text{ [N]}$$

Para obtener el valor de F_R y F_r vamos a realizar el sumatorio de momentos.

Llamamos "A" al punto en el que actúa la fuerza del ruedín para realizar el sumatorio de momentos desde aquí y simplificar los cálculos.

$$\sum M_A = 0 \quad F_{cil_y} * 1323 - F_R * (1323 + 270,25) + R_y * (1323 + 270,25 + 848,75) = 0$$

$$3268762,56 - F_R * 1593,25 + 403540,5 = 0$$

$$1593,25 F_R = 3672303,06$$

$$F_R = 2304,91 \text{ [N]}$$

$$F_R + F_r = 2635,97 \rightarrow F_r = 331,06 \text{ [N]}$$

Una vez obtenidas tanto la fuerza de la rueda como la fuerza del ruedín ya podemos calcular los diagramas de esfuerzo.

Los diagramas de esfuerzo son los representados en la Figura 50 :

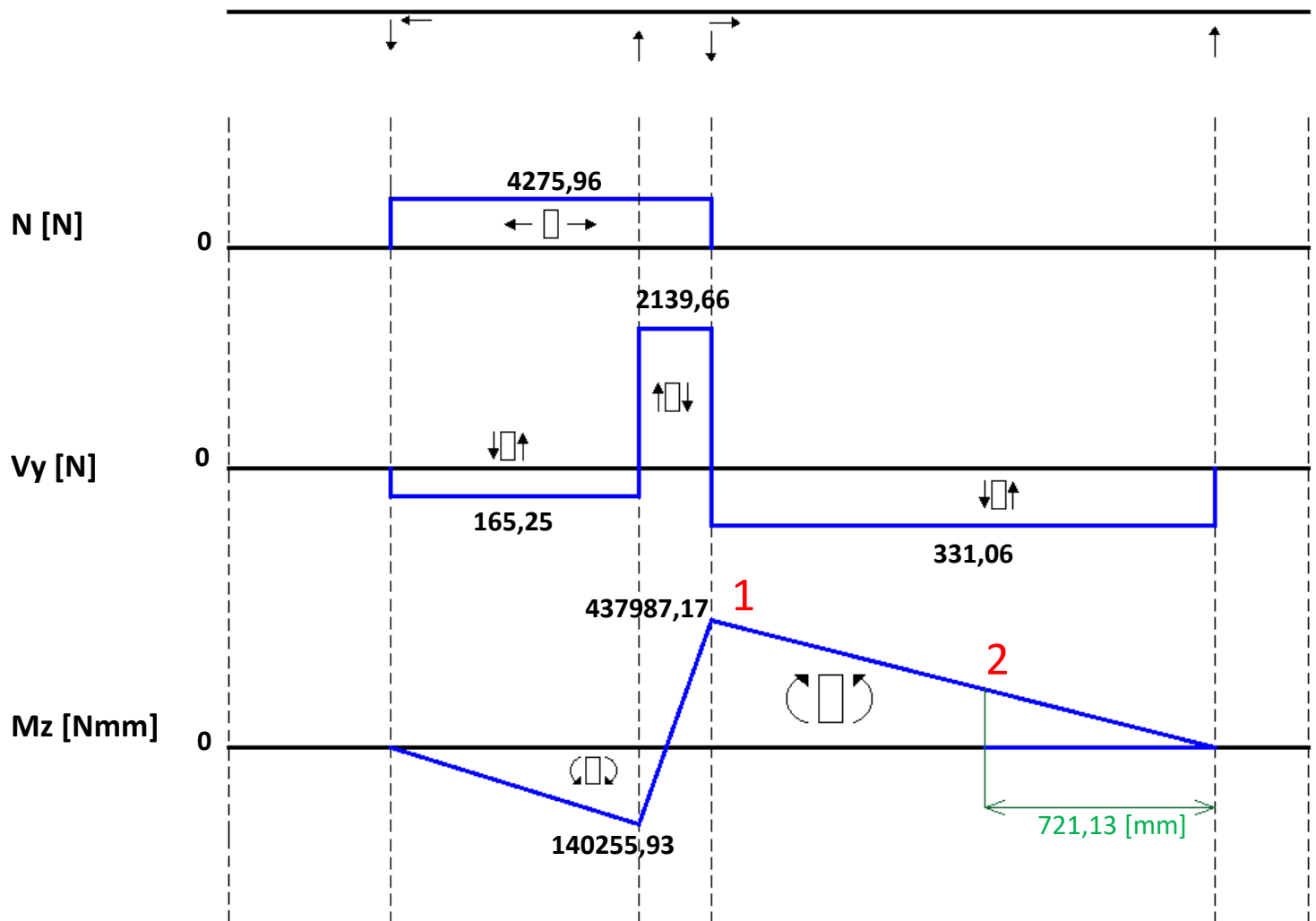


Figura 50. Diagramas de esfuerzo de la barra principal del chasis fijo.

Una vez calculados los diagramas de esfuerzo de la barra ya podemos calcular σ_{max} . Vamos a analizar dos casos diferentes. En primer lugar el punto 1, que es el punto de la barra con perfil en "C" que soporta el momento flector mayor. Y en segundo lugar el punto 2, que es el punto de la barra de perfil cuadrado de 60x60 que soporta el momento flector mayor.



$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_{max}}{W}$$

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A} + \frac{M_{z1}}{W_y} = \frac{4275,96}{790} + \frac{437987,17}{18755,47} = 28,76 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_2 = \frac{M_{z2}}{W_y} = \frac{721,13 [mm] * 331,06[N]}{11,5 * 10^3} = 20,76 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

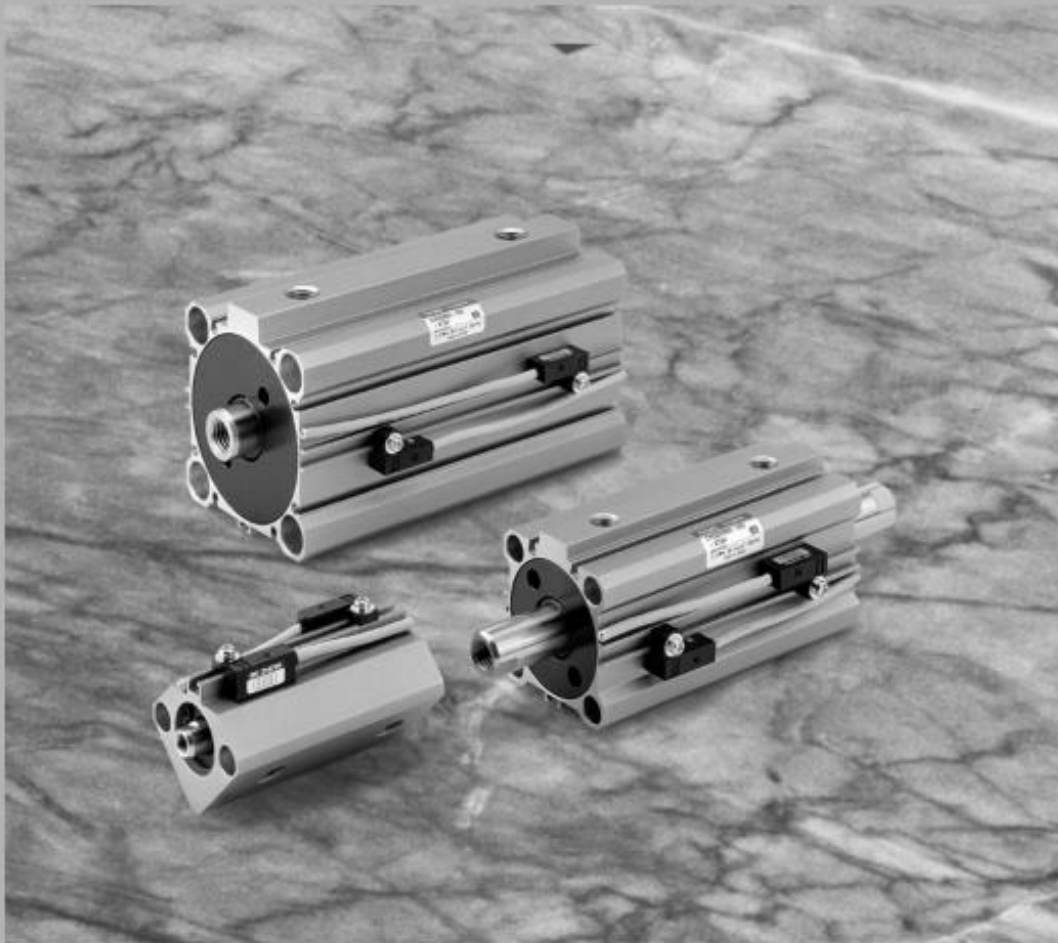
Vemos que es mayor la tensión en el punto 1. Cogemos este valor para calcular el coeficiente de seguridad:

$$CS = \frac{\sigma_{adm-Acero}}{\sigma} = \frac{205}{28,76} = 7,12$$

ANEXO VIII: CATÁLOGO CILINDRO HIDRÁULICO



Cilindro hidráulico compacto **Series CH□QB** Ø20, Ø32, Ø40, Ø50, Ø63, Ø80, Ø100



CHKD
CHKG
CHQB
CHM
CHN
CHSD
CHSG
CHSE/2F 25/24
CHA

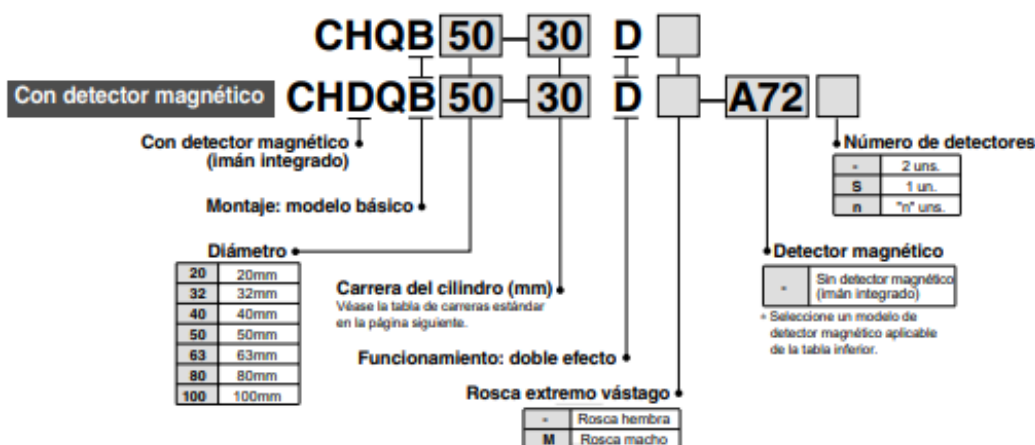
Modelo compacto, presión nominal: 3.5MPa.

3.5MPa

Cilindro hidráulico compacto Doble efecto con vástago simple Series CH□QB

ø20, ø32, ø40, ø50, ø63, ø80, ø100

Forma de pedido



Detectores magnéticos aplicables

Modelo	Función especial	Entrada eléctrica	LED Indicador	Cableado (salida)	Voltaje de carga		Detector magnético				Longitud de cable (m) ⁴				Carga aplicable		
					DC	AC	Montaje riel ø20 a ø100		Montaje directo ø32 a ø100		0.5 (-)	3 (-L)	5 (Z)	Ninguno (N)			
							Perpendicular	En línea	Perpendicular	En línea							
Detector tipo Reed	—	Salida directa a cable	SI	3 hilos (Equi. a NPN)	—	5V	—	A76H	A96V	A96	●	●	—	—	Circuito C	Relé PLC	
					—	—	200V	A72	A72H	—	—	●	●	—	—		
					12V	100V	A73	A73H	—	—	●	●	—				
		Conector	No	2 hilos	5V, 12V	100V máx.	A80	A80H	A90V	A90	●	●	—	—	Circuito C		
					12V	—	A73C	—	—	—	●	●	—	—			
					5V, 12V	24V máx.	A80C	—	—	—	●	●	—	—			
Indicación diagnóstico (Indicador 2 colores)	Salida directa a cable	SI	—	—	A79W	—	—	—	●	●	—	—	—				
			Indicación diagnóstico (Indicador 2 colores)	Salida directa a cable	SI	3 hilos (NPN) 3 hilos (PNP)	5V, 12V	—	F7NV	F79	M9NV	M9N	●	●	○	—	Circuito C
F7PV	F7P	M9PV							M9P	●	●	○	—	—			
2 hilos	12V	—				F7BV	J79	M9BV	M9B	●	●	○	—	—			
						J79C	—	—	—	●	●	—	●	—			
3 hilos (NPN)	5V, 12V	—				F7NVV	F79W	—	—	●	●	○	—	Circuito C			
						—	—	M9NVV	M9NW	●	●	○	—	—			
3 hilos (PNP)	5V, 12V	—				—	—	F7PW	—	—	—	●	●	○	—	Circuito C	
						—	—	—	M9PWV	M9PW	●	●	○	—	—		
2 hilos	12V	—				F7BWV	J79W	M9BWV	M9BW	●	●	○	—	—			
						F7BAV	F7BA	—	F9BA	—	—	—	—	—	—		
Resistente al agua (2 colores) Con temporizador	Salida directa a cable	No	3 hilos (NPN)	5V, 12V	—	—	F7NT	—	—	—	●	●	○	—	Circuito C		
						—	F79F	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Indicación diagnóstico (Indicador 2 colores)	Salida diagnóstico mantenida (Indicador 2 colores)	No	4 hilos (NPN)	—	—	—	F7LF	—	—	—	●	●	○	—	—		

* Símbolos long. cable: 0.5m (Ejemplo) A80C 5mZ (Ejemplo) A80CZ
3 m L (Ejemplo) A80CL Ninguno.....N (Ejemplo) A80CN

Nota) Los detectores de estado sólido marcados con el símbolo "C" se fabrican bajo demanda.



Cilindro hidráulico compacto
Doble efecto con vástago simple 3.5MPa

Serie CH□QB

Características técnicas

Funcionamiento	Doble efecto con vástago simple
Fluido	Aceite hidráulico
Presión nominal	3.5MPa
Presión de prueba	5.0MPa
Presión máxima admisible	3.5MPa
Presión mín. de trabajo	0.3MPa
Temperatura ambiente y de fluido	Sin detector magnético: -10° hasta 80°C
	Con detector magnético: -10° hasta 60°C
Velocidad del émbolo	8 a 100mm/s
Amortiguación	Ninguno
Rosca extremo vástago	Estándar: rosca hembra, rosca macho
Tolerancia de rosca	Clase 2 JIS
Tolerancia de longitud de carrera	+1.0 0 mm
Modelo de montaje	Modelo básico
Montaje	Agujero pasante

- Cilindro hidráulico de 3.5MPa con pequeña longitud total.
- Dispositivos de montaje más compactos.
- Posibilidad de montar detectores magnéticos.
- El montaje del detector magnético no afecta a la longitud total.



Página 37

Símbolo



Aceites hidráulicos compatibles

Fluido hidráulico	Compatibilidad
Aceite hidráulico mineral estándar	Compatible
Aceites hidráulicos W/O	Compatible
Aceites hidráulicos Q/W	Compatible
Aceites hidráulicos Agua/Glicol	No compatible
Aceites hidráulicos de fosfato	No compatible

Carreras estándar

Diámetro (mm)	Carreras estándar (mm)
20	5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50
32	5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 75, 100
40	5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 75, 100
50	10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 75, 100
63	10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 75, 100
80	10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 75, 100
100	10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 75, 100

Nota) Contacte con SMC para la fabricación de otras carreras.

Carreras mínimas para el montaje de detectores magnéticos

Nº de detectores magnéticos	D-F7□V D-J79C D-M9□ D-M9□V	D-A7□ D-A80 D-A73C D-A80C D-A7□H D-A80H D-M9□ D-M9□V	D-M9□W D-M9□WV D-F7□W D-F7□WV D-J79W D-F9BAL D-F7BAVL	D-F7□ D-J79	D-A79W	D-F7BAL D-F7NTL D-F79F	D-F7LF
1 un.	5	5	10	10	15	15	20
2 uns.	5	10	15	10	20	15	20

Referencias de las fijaciones de montaje de los detectores magnéticos

Diámetros (mm)	Ref. fijación de montaje	Nota	Detectores magnéticos aplicables	
			Contacto tipo Reed	Tipo estado sólido
20	BQ - 1	• Tornillo de montaje del detector (M3 x 0.5 x 8) • Tuerca cuadrada	D-A7□, D-A80 D-A73C, D-A80C D-A7□H, D-A80H D-A79W	D-F7□, D-J79 D-F7□V, D-J79C D-F7□W, D-J79W D-F7□WV, D-F7BA□ D-F7□F, D-F7NTL
32, 40, 50 63, 80, 100	BQ - 2	• Tornillo de montaje del detector (M3 x 0.5 x 10) • Soporte para detector • Tuerca de montaje del detector		

[Juego de tornillos de montaje de acero inoxidable]

El siguiente juego de tornillos de montaje de acero inoxidable (tuercas incluidas) está disponible para satisfacer las condiciones del entorno de trabajo. (Los espaciadores de detector no están incluidos y deben pedirse por separado).

Juego de tornillos de montaje de acero inoxidable: BBA2 para los modelos D-A7, D-A8, D-F7 y D-J7

Cuando se pide un cilindro con detectores de tipo D-F7BAL resistentes al agua, éstos se montan en el cilindro mediante tornillos de acero inoxidable. Cuando se piden los mismos detectores por separado, los juegos de tornillos de montaje superiores BBA2 se incluyen automáticamente junto con los detectores.

Serie CH□QB

Esfuerzo teórico



Diámetro (mm)	Tamaño vástago (mm)	Sentido del movimiento	Área efectiva (mm ²)	Presión de trabajo (MPa)					
				1	1.5	2	2.5	3	3.5
20	10	SALIDA	314	314	471	628	785	942	1099
		ENTRADA	235	235	352	470	587	705	822
32	16	SALIDA	804	804	1206	1608	2010	2412	2814
		ENTRADA	603	603	904	1206	1507	1809	2110
40	16	SALIDA	1256	1256	1884	2512	3140	3768	4396
		ENTRADA	1055	1055	1582	2110	2637	3165	3692
50	20	SALIDA	1963	1963	2944	3926	4907	5889	6870
		ENTRADA	1649	1649	2473	3298	4122	4947	5771
63	20	SALIDA	3117	3117	4675	6234	7792	9351	10909
		ENTRADA	2803	2803	4204	5606	7007	8409	9810
80	25	SALIDA	5026	5026	7539	10052	12565	15078	17591
		ENTRADA	4535	4535	6802	9070	11337	13605	15872
100	30	SALIDA	7853	7853	11779	15708	19632	23559	27485
		ENTRADA	7147	7147	10720	14294	17867	21441	25014

Esfuerzo teórico: (N) = Presión (MPa) x Área efectiva (mm²)

Tabla de pesos

													Unidad: g
Diámetro (mm)	Carrera del cilindro (mm)												Peso adicional de la rosca macho
	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	75	100	
20	180	200	220	240	260	280	300	320	340	360	—	—	10
32	330	350	370	390	410	430	450	470	490	510	610	710	52
40	480	500	520	540	560	580	600	620	640	660	760	860	52
50	—	860	890	920	950	980	1010	1040	1070	1100	1250	1400	100
63	—	1250	1290	1330	1370	1410	1450	1490	1530	1570	1770	1970	100
80	—	2380	2470	2560	2650	2740	2830	2920	3010	3100	3550	4000	172
100	—	3520	3630	3740	3850	3960	4070	4180	4290	4400	4950	5500	283



Precauciones específicas del producto

Lea atentamente las instrucciones antes de su uso. Véanse las normas de seguridad, las precauciones de los cilindros hidráulicos y las precauciones de los detectores magnéticos de la página 178 a la 185.

Uso

Precaución

- Utilice tornillos Allen (JISB1176, de clase 10.9 o superior) para montar el cilindro. (ø20: 2 uns.; ø32 a ø100: 4 uns.)
- Dado que una carga lateral (carga descentrada) no puede aplicarse en el vástago, instale el dispositivo de montaje de modo que la carga lateral no se aplique al vástago.
- Asegúrese de que la longitud de seguridad de la rosca al extremo del vástago (rosca macho o hembra) y del material de montaje es de al menos el 80% del diámetro de la rosca.
- Cuando haga funcionar un cilindro por primera vez, asegúrese de evacuar el aire del cilindro y de los

tubos. Una vez eliminado el aire, haga funcionar el cilindro a baja presión y, a continuación, aumentela gradualmente hasta alcanzar la presión de trabajo normal.

- La serie CH□QB no dispone de tapón de escape de aire, debe evacuar el aire desde otros componentes (e.j. desde los tubos etc.).
- Al montar el cilindro con los pernos de montaje, utilice los pares de apriete que aparecen en la tabla de la derecha como referencia.
- No use dos cilindros uno frente al otro, horizontal o verticalmente, con el fin de evitar que sus respectivos vástagos choquen entre sí.

Pares de apriete de los pernos de montaje

Diámetro (mm)	Perno de montaje		Par de apriete N.m
	Tamaño	Cant.	
20	M5	2	3
32	M5	4	3
40	M5	4	3
50	M6	4	6
63	M8	4	11.5
80	M10	4	24
100	M10	4	34

- Cuando la culata posterior del cilindro contiene un fluido hidráulico o se encuentra generalmente presurizada, la carga aplicada no debe chocar contra el extremo del vástago. Evite tales aplicaciones.



ANEXO IX: SIMULACIÓN EN SOLIDWORKS

En este apartado vamos a realizar mediante el programa SolidWorks el modelado y simulación de los dos chasis del remolque. Para ello aplicaremos el método de elementos finitos (MEF).

En primer lugar realizamos el modelo 3D de los dos chasis analizados en el proyecto. Después aplicaremos el material al conjunto y le pondremos las sujeciones correspondientes. Seguidamente aplicaremos las cargas que actúan sobre los chasis, incluyendo la gravedad, y por último mallaremos el conjunto y realizaremos la simulación para obtener los resultados que estamos buscando.

IX.I Estudio del chasis móvil

MODELADO:

Realizamos cada pieza del chasis móvil de manera independiente para después ensamblarlo todo como una única pieza.

Primero hemos hecho un croquis con 2 cuadrados concéntricos de 40 y 34 [mm] de lado respectivamente para obtener el perfil hueco cuadrado de 40x40x3 [mm]. Después hemos realizado la extrusión de este perfil con dos longitudes diferentes, para obtener por un lado las 7 barras paralelas y por otro los 2 largueros que las unen.

A continuación hemos realizado un croquis con 2 rectángulos concéntricos de 2230x860 [mm] y 2140x770[mm], los hemos extruido 78 [mm] y hemos realizado un vaciado de la cara interior del rectángulo para obtener el perfil en “C” deseado.

Para terminar los componentes del chasis hemos realizado la barra en la que actúa la fuerza del cilindro, con el vaciado correspondiente.

Mediante las relaciones de posición de SolidWorks hemos unido las piezas para obtener el modelo del chasis móvil como vemos en la Figura 51.

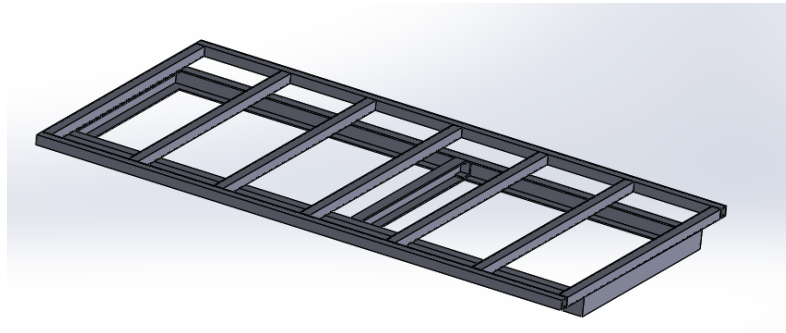


Figura 51. Modelo del chasis móvil realizado en SolidWorks.

Como vemos en la Figura 52, para finalizar por completo el modelo del chasis móvil hemos añadido tanto los dos pares de plaquetas que unen los chasis, las cuales nos permitirán añadir sujeciones al modelo, como las plaquetas en las que actúa el cilindro, las cuales nos permitirán añadir la fuerza que realiza este.

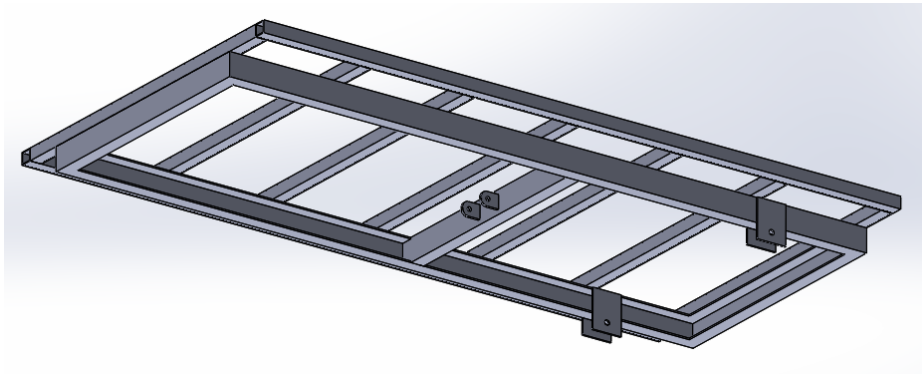


Figura 52. Modelo del chasis móvil realizado en SolidWorks con las plaquetas.

Hemos definido el material de nuestro remolque en el Anexo I.I Características del Material, por lo tanto buscamos este material en el programa, en nuestro caso, el Acero AISI 304 y lo aplicamos a todo el conjunto. Podemos ver la selección del material en la Figura 53.

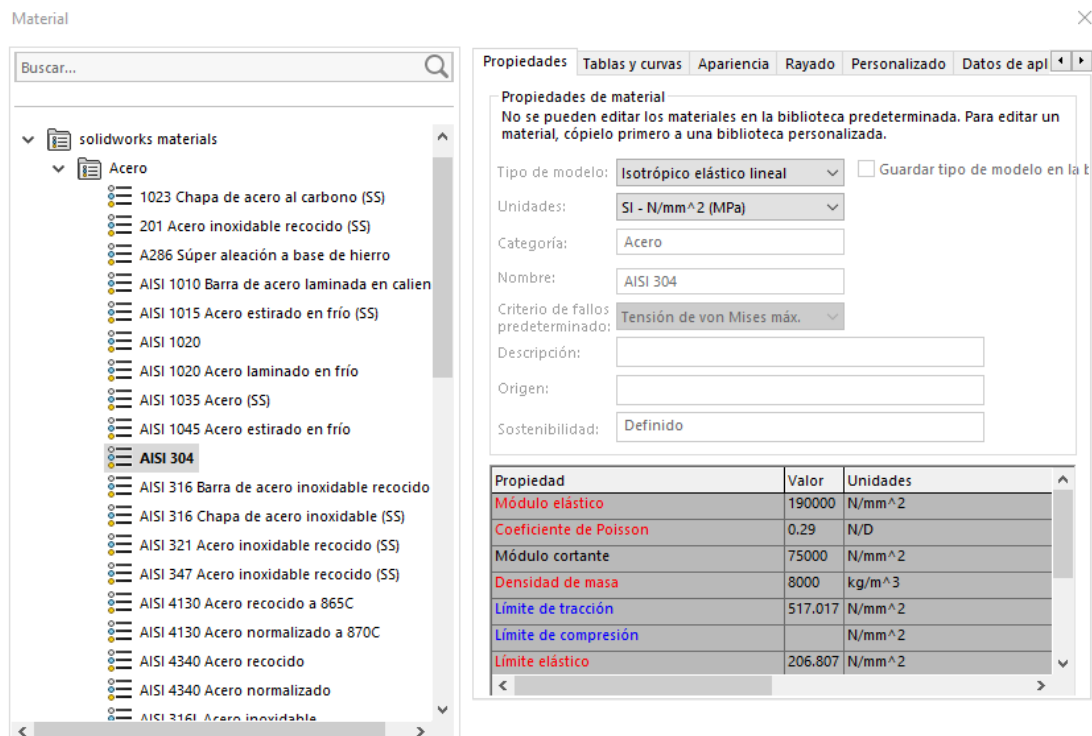


Figura 53. Selección del material en SolidWorks: Acero AISI 304.

SUJECIONES:

En este apartado vamos a definir los puntos de apoyo de nuestro chasis. El chasis móvil en el momento de empezar a bascular solo queda apoyado en las plaquetas que lo unen al chasis fijo. Vamos a imponer una sujeción de tipo geometría fija en la cara interior de los agujeros de las plaquetas que unen los chasis, como observamos en la Figura 54.

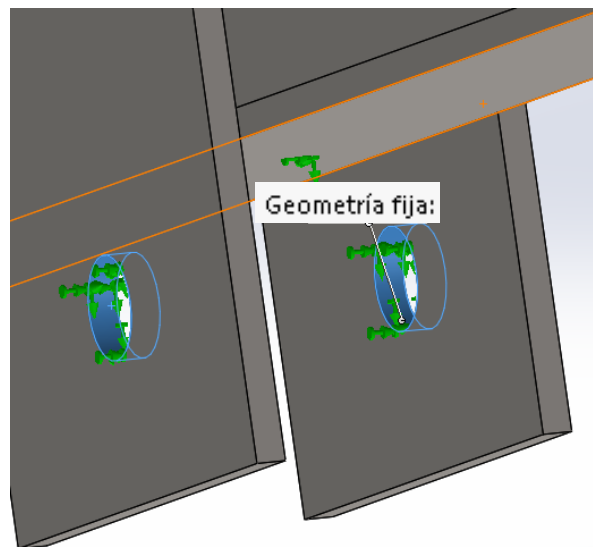


Figura 54. Sujeciones del chasis móvil en SolidWorks.

Por lo tanto tendremos 4 sujeciones, una por cada plaqueta. Podemos ver el resultado en la Figura 55.

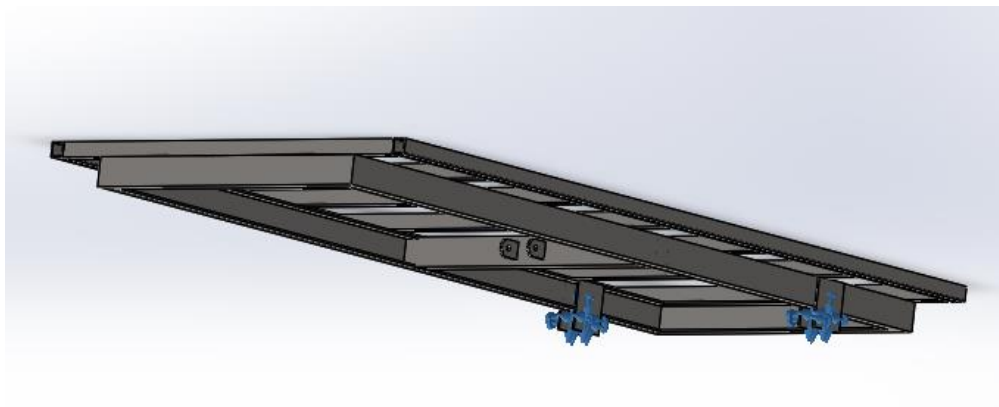


Figura 55. Modelo del chasis móvil con sujeciones.

CARGAS EXTERNAS:

En este apartado vamos a definir las cargas externas que actúan sobre nuestro chasis. En los cálculos analíticos hemos supuesto que toda la carga de 4410 [N] actuaba en el centro del chasis, por eso la hemos sumado directamente con el peso de este. En cambio en el modelo en SolidWorks vamos a aplicar la carga de 4410 [N] distribuida uniformemente por toda la superficie del chasis. También tendremos en cuenta la fuerza de la gravedad.

En primer lugar añadimos la fuerza máxima que puede llevar nuestro remolque para no infringir la ley. Del Punto 4. HIPÓTESIS DE PARTIDA, recordamos que el remolque puede llevar 450 [kg], que pasado a Newton son 4410 [N]. Por lo tanto la primera fuerza que añadimos es de un valor de 4410 [N] repartida uniformemente por toda la parte superior del chasis. Vemos el resultado en la Figura 56.

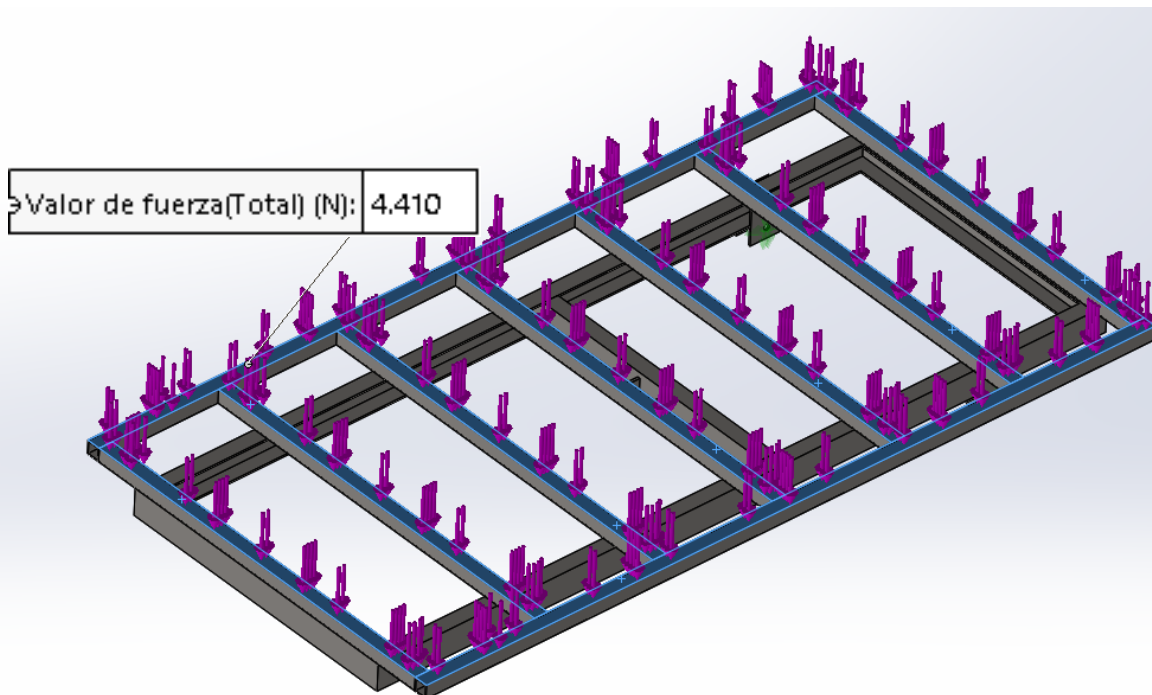


Figura 56. Carga que puede llevar el remolque aplicada sobre la superficie del chasis.

En segundo lugar añadimos la fuerza que realiza el cilindro. Vamos a descomponerla en los ejes X e Y como hemos hecho en los cálculos analíticos. Esta fuerza la aplicaremos en la cara interior del agujero de las plaquetas en las que actúa el cilindro. Del Anexo V.III Barra Fuerza Cilindro Chasis Móvil, obtenemos que:

$$F_{cil_x} = 8551,924[N]$$

$$F_{cil_y} = 4941,437[N]$$

Como hay 2 plaquetas, a cada una le llegará la mitad de la fuerza del cilindro en las respectivas direcciones. Vemos el resultado de la fuerza sobre cada plaqueta en la Figura 57.

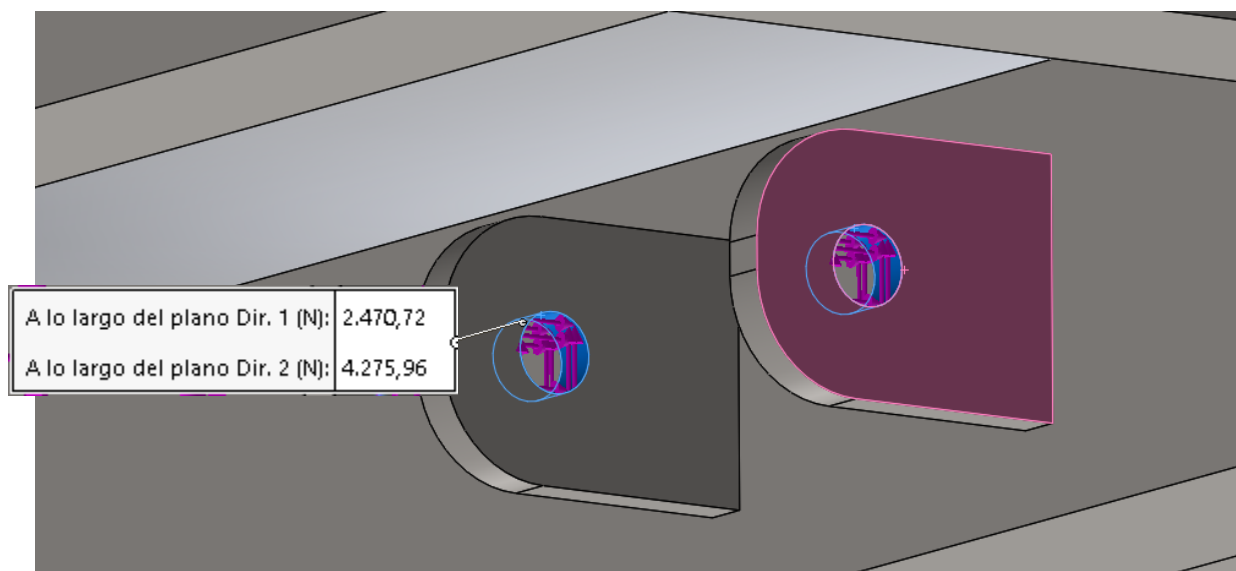


Figura 57. Fuerza del cilindro aplicada sobre las plaquetas del chasis móvil.

Por último, la única fuerza externa que nos queda por añadir es la acción de la gravedad. SolidWorks tiene una opción para incluir esta fuerza y calcular su acción directamente sin que nosotros tengamos que hacer ningún cálculo adicional. La gravedad se muestra en Solid como una flecha roja, podemos observarla en la Figura 58.

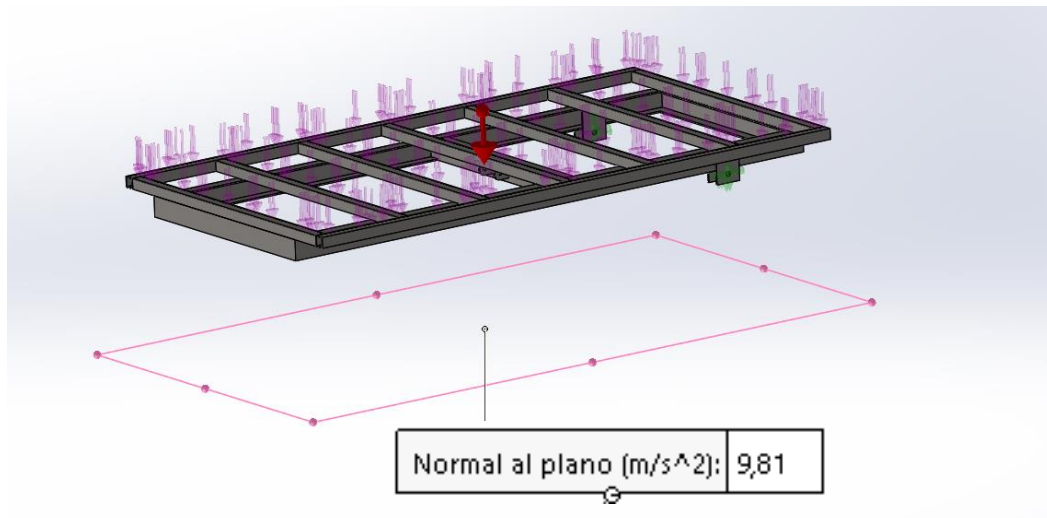


Figura 58. Fuerza de la gravedad en el chasis móvil.

MALLA:

Antes de calcular los resultados numéricos del modelo tenemos que realizar un mallado. Esta operación permite al programa especificar los diferentes tamaños de los elementos para poder realizar unos cálculos más exactos. Escogemos una malla basada en curvatura y una densidad de malla fina, como vemos en la Figura 59, para poder obtener los resultados más precisos.

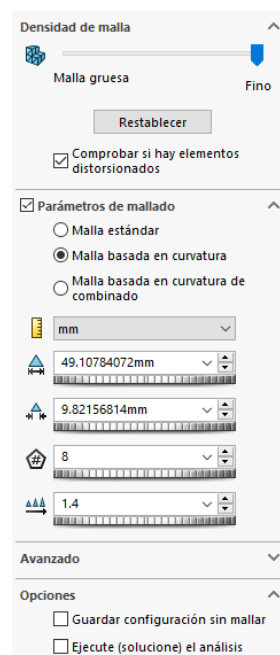


Figura 59. Elección del mallado del chasis móvil.

El resultado del chasis móvil mallado lo podemos ver en la Figura 60.

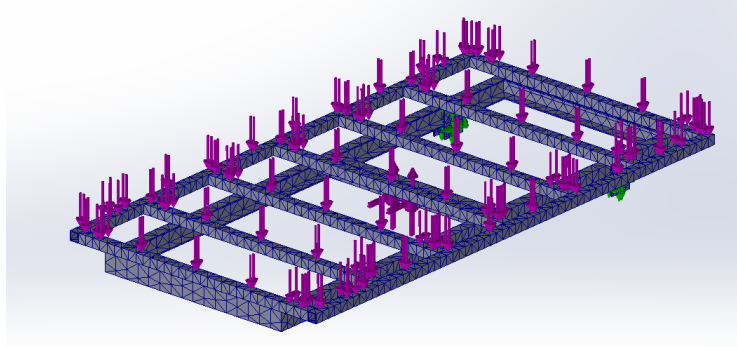


Figura 60. Chasis móvil mallado.

ANÁLISIS ESTÁTICO:

Una vez realizado y ensamblado el modelo, impuestas las sujeciones, aplicadas las fuerzas externas y realizado el mallado del conjunto, ya podemos realizar el análisis estático y obtener los resultados numéricos.

En primer lugar obtenemos los resultados de las tensiones que se han calculado aplicando el criterio de Von Mises. Vemos en la Figura 61, que prácticamente todo el chasis tiene unos valores de tensión bastante menores al límite elástico del material, que es de $206 \left(\frac{N}{mm^2}\right)$. La máxima tensión que soporta nuestro modelo es de $175.6 \left(\frac{N}{mm^2}\right)$, que se da en la barra en la que se aplica la fuerza del cilindro, esta será la única parte “conflictiva” del conjunto.

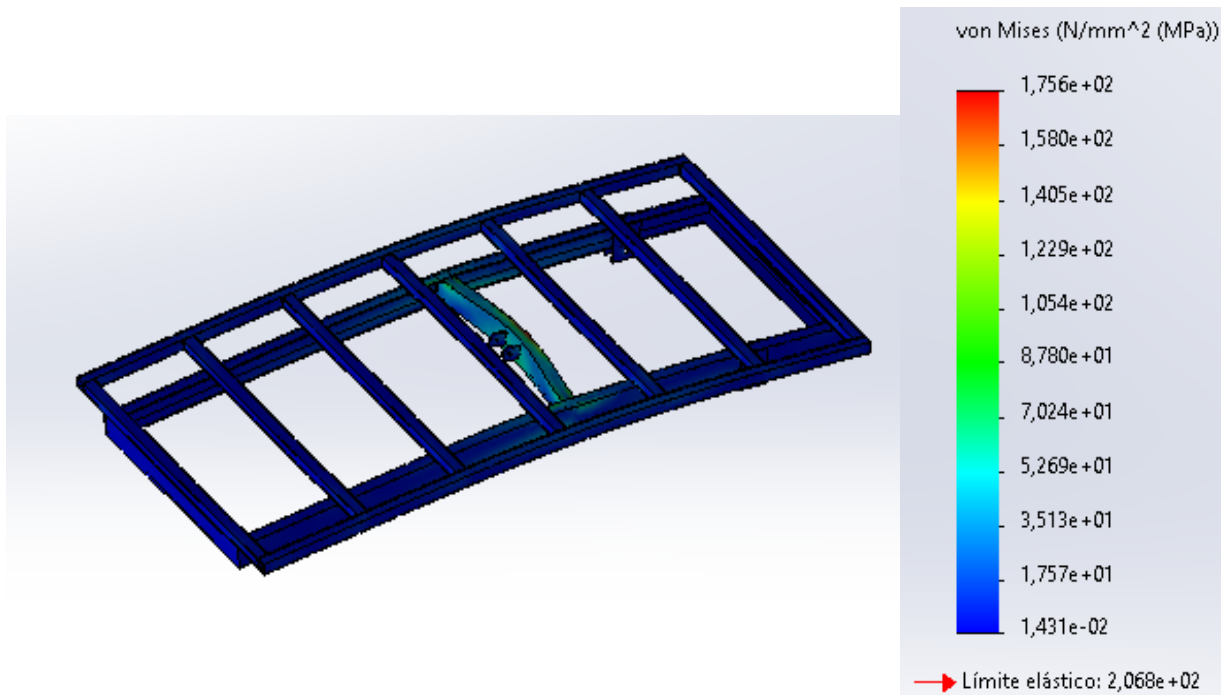


Figura 61. Resultado del análisis de tensiones del chasis móvil.

Vemos en la Figura 62, que la parte que soporta la máxima tensión es justamente la parte central de la barra en la que se aplica la fuerza del cilindro. Esta barra es la más desfavorable del conjunto con diferencia. Los resultados son lógicos, puesto que en esta barra se aplica directamente la mayor fuerza del sistema, que es la fuerza que ejerce el cilindro sobre el chasis. En los cálculos analíticos también hemos obtenido este punto de la barra como el más desfavorable.

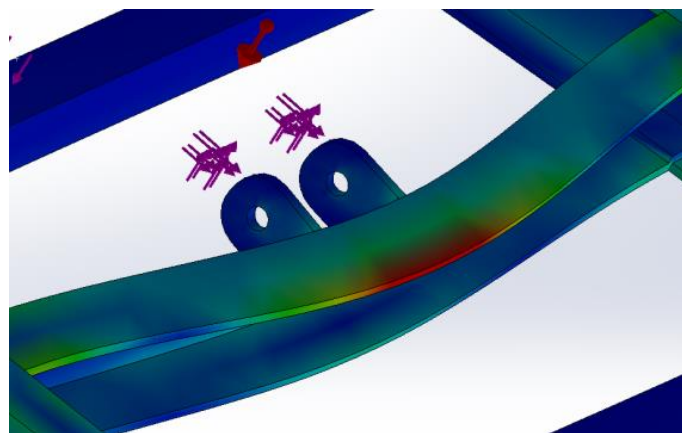


Figura 62. Detalle del resultado del análisis de tensiones. Tensión más desfavorable.

En segundo lugar obtenemos los resultados de los desplazamientos. Vemos en la Figura 63 que el mayor desplazamiento es de 4,39 [mm] y se da en la parte delantera del chasis.

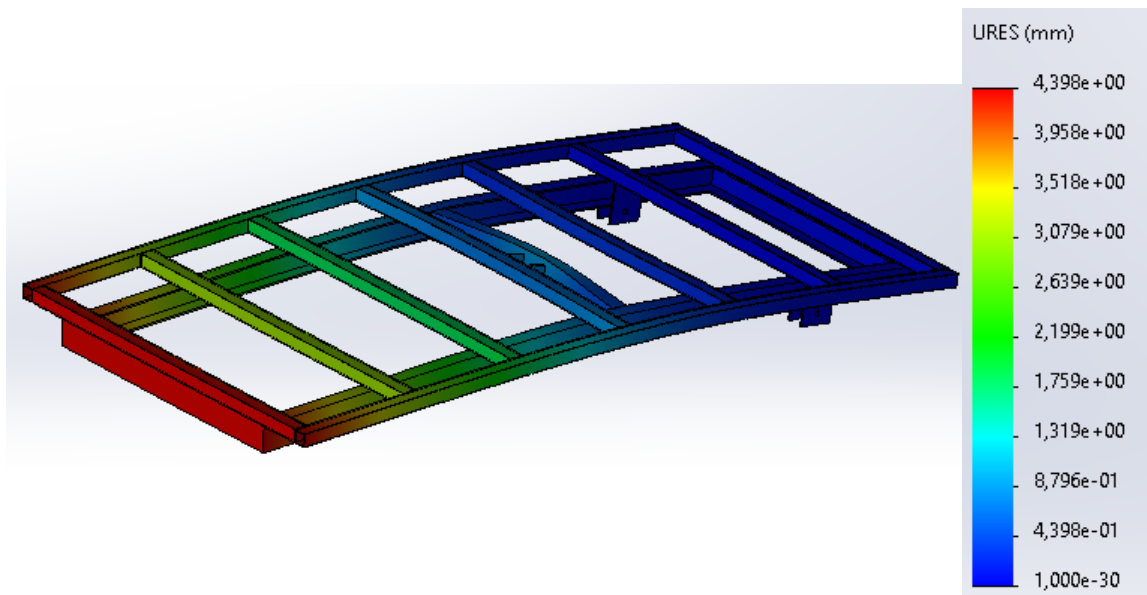


Figura 63. Resultado del análisis de desplazamientos del chasis móvil.

COEFICIENTE DE SEGURIDAD:

Aplicando un factor de seguridad de 2 observamos que toda la pieza está por encima de ese valor excepto algunas partes de la barra en la que se aplica la fuerza del cilindro. En concreto la parte con un coeficiente de seguridad menor es la parte que soporta la mayor tensión de Von Mises, la parte central de esta barra, como vemos en la Figura 64.

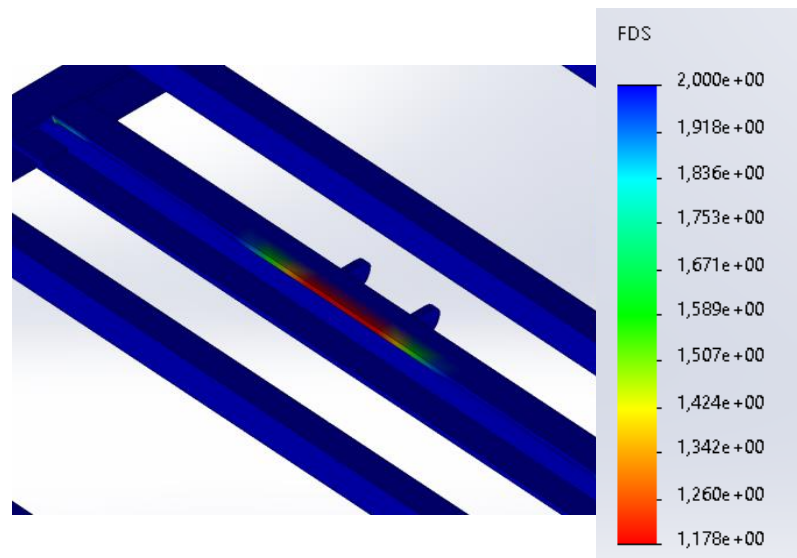


Figura 64. Resultado más desfavorable del modelo aplicando un factor de seguridad de 2.

El coeficiente de seguridad es de 1.17, es un valor bastante pequeño. Para aumentar este valor y conseguir una mayor seguridad podemos aumentar el grosor de la barra, cambiar el perfil de la barra para obtener un mayor módulo resistente o incluso podemos cambiar el material de esta barra por uno que tenga mayor límite elástico. En nuestro caso vamos a aumentar el grosor de la barra, esta variación la estudiaremos en el ANEXO X: OPTIMIZACIÓN DEL MODELO EN SOLIDWORKS

IX.II Estudio del chasis fijo

MODELADO:

Como hemos hecho en el modelado del chasis móvil, realizamos cada pieza del chasis fijo por separado para después ensamblarlo todo como una única pieza

Primero realizamos la parte trasera del chasis. Hacemos un croquis con la forma de la superficie de la barra y después realizamos la extrusión y el vaciado correspondiente para conseguir el perfil en “C” deseado.

Seguidamente hacemos un croquis con 2 cuadrados concéntricos de 60 y 54 [mm] de lado respectivamente para conseguir el perfil hueco de 60x60x3 [mm]. Realizamos la extrusión de este perfil para obtener la barra delantera del chasis.

Finalmente hacemos un croquis con 2 cuadrados concéntricos de 80 y 74 [mm] de lado respectivamente para conseguir el perfil hueco de 80x80x3 [mm]. Realizamos la extrusión de este perfil para obtener la barra en la que se aplica la fuerza del cilindro.

Creamos las plaquetas que unen las barras y unimos todas las piezas mediante las relaciones de posición de SolidWorks. El resultado final se muestra en la Figura 65.

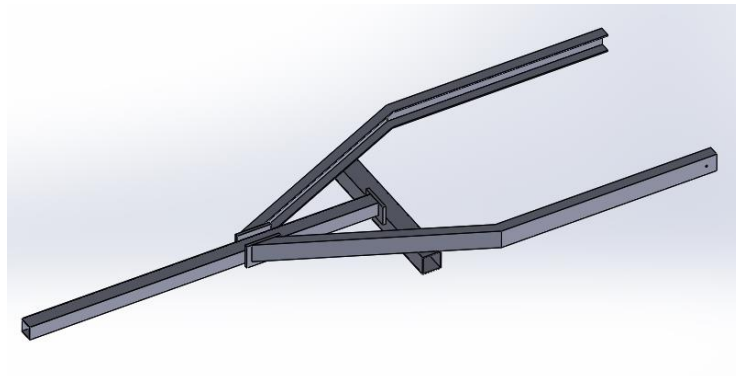


Figura 65. Modelo del chasis fijo realizado en SolidWorks.

Como vemos en la Figura 66, para finalizar por completo el modelo del chasis móvil hemos añadido las plaquetas en las que actúa el cilindro, las cuales nos permitirán añadir la fuerza que realiza este.

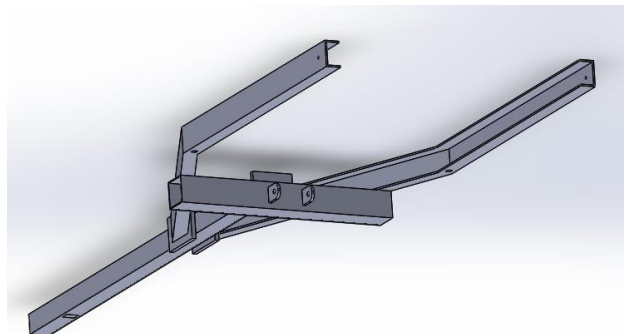


Figura 66. Modelo del chasis fijo realizado en SolidWorks con las plaquetas del cilindro.

Aplicamos el mismo material a todo el conjunto. Cogemos el material que hemos utilizado para el chasis móvil, el acero AISI 304.

SUJECCIONES:

En este apartado vamos a definir las sujeciones del chasis fijo. Las sujeciones del chasis fijo son las ruedas, que las vamos a modelizar como apoyos puntuales. Tenemos por un lado las dos ruedas principales del remolque y por otro lado el ruedín pequeño que se encuentra en la parte delantera del chasis, el cual nos permite que este esté estabilizado.

Para definir los apoyos tenemos que realizar líneas de partición, ya que en el modelo no tenemos un punto físico en el que podamos aplicar las sujeciones.

Las líneas de partición proyectan una entidad (croquis, superficie, cara, plano..) sobre superficies o caras. Divide una cara seleccionada en múltiples caras separadas. Esto nos permite crear una cara justo donde estaría el apoyo de la rueda y aplicar la sujeción solo a esta nueva cara que hemos creado.

En la Figura 67, podemos ver la línea de partición en la que posteriormente aplicaremos la sujeción que corresponde a la que realiza el ruedín delantero.

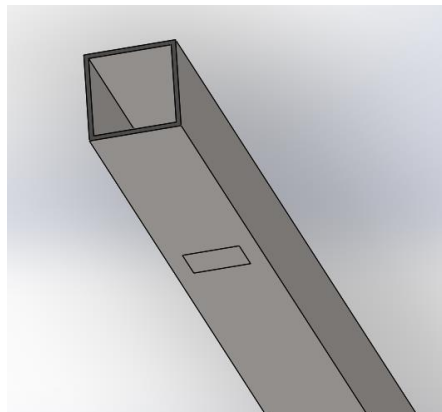


Figura 67. Línea de partición correspondiente al apoyo del ruedín delantero.

Realizamos 3 líneas de partición, una para cada rueda. Aplicamos las sujeciones correspondientes. Las 3 sujeciones deberían de ser de tipo rodillo deslizantes, pero si ponemos las 3 sujeciones así el programa tiene problemas para calcular las tensiones correspondientes por lo tanto hay que poner mínimo una sujeción del tipo geometría fija. En nuestro caso vamos a aplicar una sujeción de tipo geometría fija a la línea de partición del ruedín y una sujeción de rodillo deslizante a cada una de las ruedas principales. El resultado se muestra en la Figura 68.

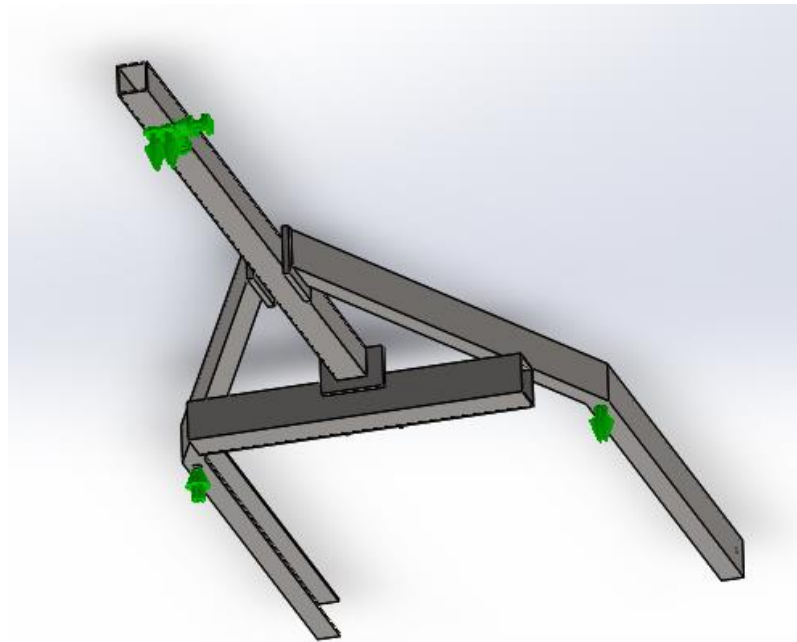


Figura 68. Sujeciones del chasis fijo en SolidWorks.

CARGAS EXTERNAS:

En este apartado vamos a definir las cargas externas que actúan sobre nuestro chasis, teniendo en cuenta también la acción de la gravedad.

Hay 3 cargas externas diferentes, la fuerza que realiza el cilindro hidráulico, la acción del chasis móvil sobre el chasis fijo (transmitida por el pasador de las plaquetas que unen los chasis) y la fuerza de la gravedad.

En primer lugar añadimos a nuestro modelo la fuerza que realiza el cilindro hidráulico. Como hemos hecho con el chasis móvil, descomponemos esta fuerza en los ejes "X" e "Y" y la aplicamos en la cara interior del agujero de las plaquetas en las que actúa el cilindro.

Como hay 2 plaquetas, a cada una le llegará la mitad de la fuerza del cilindro en las respectivas direcciones. Vemos el resultado en la Figura 69.

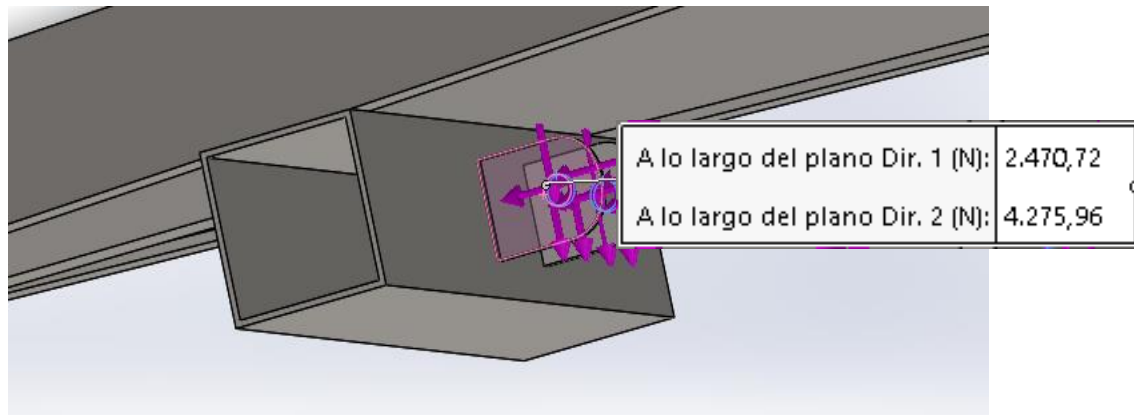


Figura 69. Fuerza del cilindro aplicada sobre las plaquetas del chasis fijo.

En segundo lugar añadimos la acción del chasis móvil sobre el chasis fijo. Aplicamos en la cara interior del agujero de la barra trasera del chasis fijo la fuerza transmitida por el chasis móvil. Obtenemos esta fuerza en el Anexo V.IV Larguero en "C". El resultado se muestra en la Figura 70.

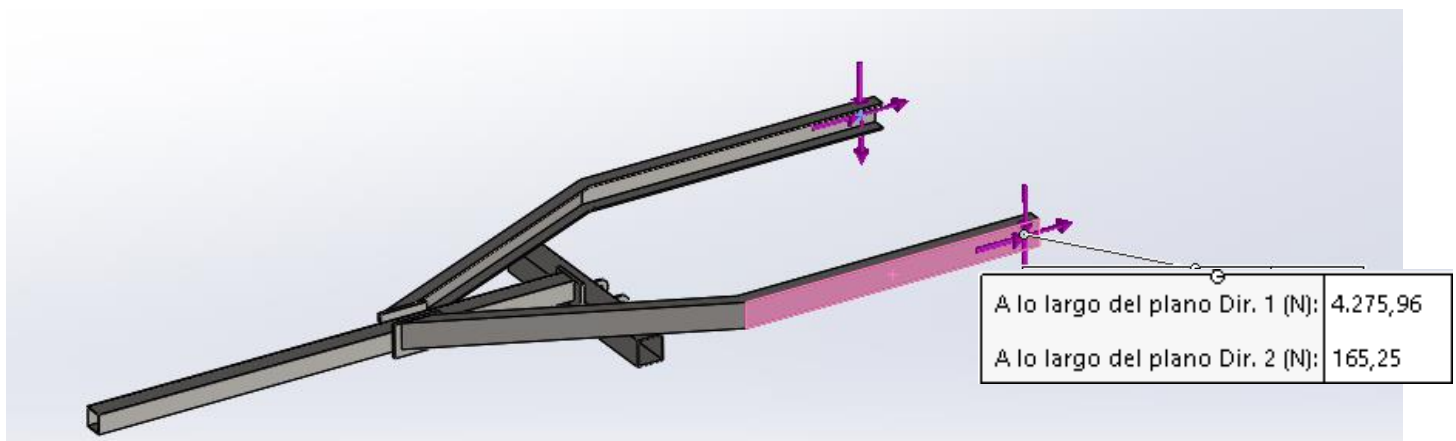


Figura 70. Fuerza que transmite el chasis móvil al chasis fijo.

Por último, al igual que hemos hecho con el chasis móvil añadimos la fuerza de la gravedad. Podemos observar esta fuerza como una flecha roja en la Figura 71.

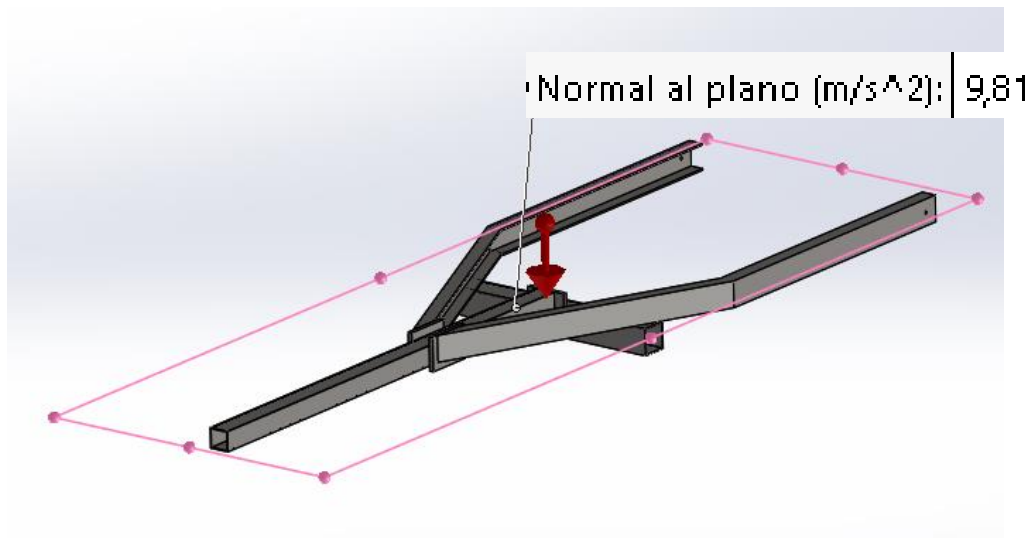


Figura 71. Fuerza de la gravedad en el chasis fijo.

MALLA:

Realizamos el mallado del conjunto de manera idéntica a la aplicada en el chasis móvil. Podemos ver el resultado de la malla del chasis fijo en la Figura 72.

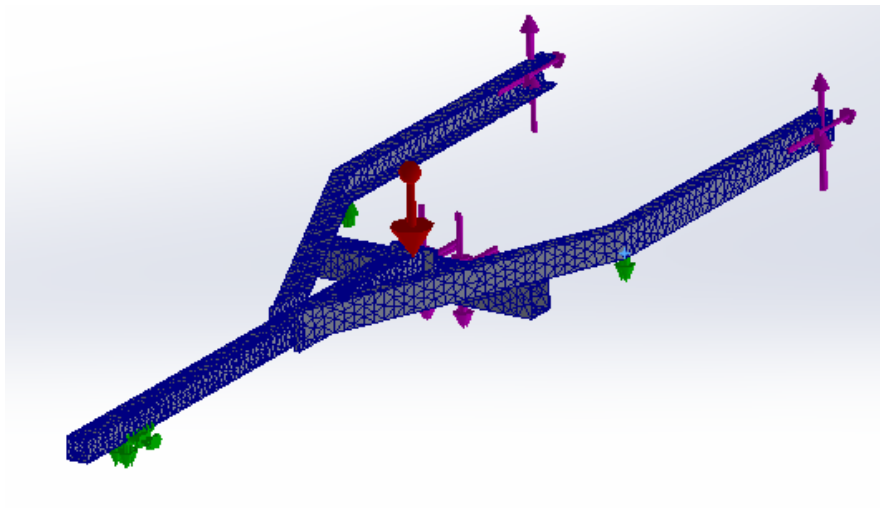


Figura 72. Chasis fijo mallado.

ANÁLISIS ESTÁTICO:

Una vez realizado el modelo, aplicado las sujeciones y fuerzas externas y realizado el mallado del conjunto, ya podemos realizar el análisis estático correspondiente.

Obtenemos los resultados de las tensiones calculadas aplicando el criterio de Von Mises en la Figura 73.

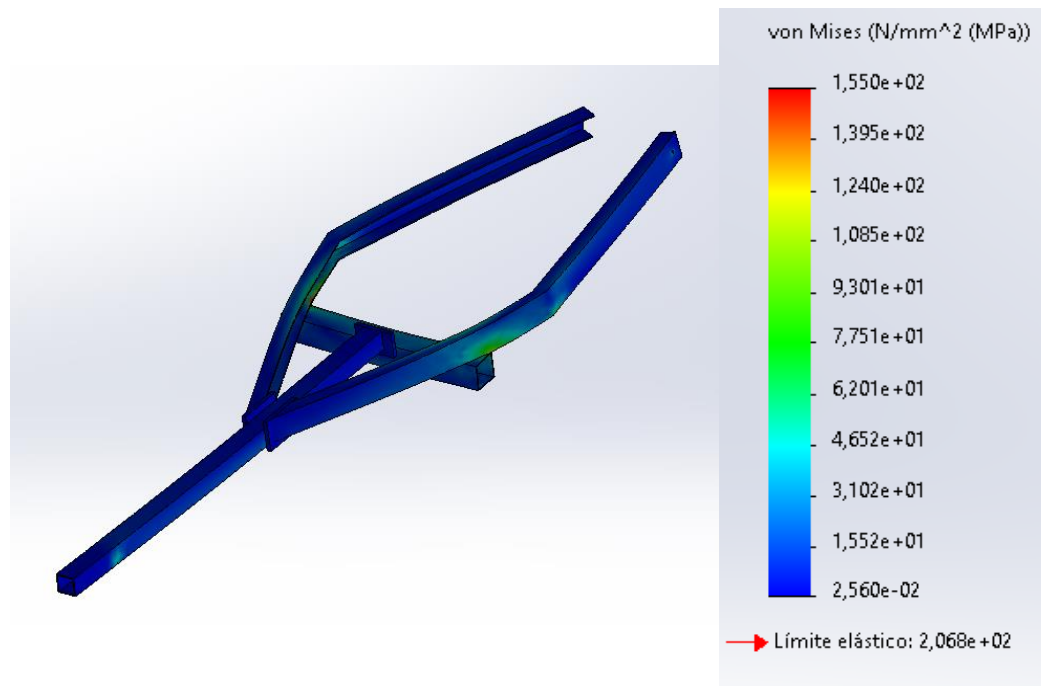


Figura 73. Resultado del análisis de tensiones del chasis fijo.

Como ocurre en el chasis móvil, prácticamente todo el chasis tiene unos valores de tensión bastante menores al límite elástico del material, que es de $206 \left(\frac{N}{mm^2}\right)$. La máxima tensión que soporta nuestro modelo es de $155 \left(\frac{N}{mm^2}\right)$, que se da en la parte de unión entre la barra con perfil en "C" y la barra en la que actúa el cilindro hidráulico.

Vemos en la Figura 74 la parte del chasis que soporta mayor tensión.

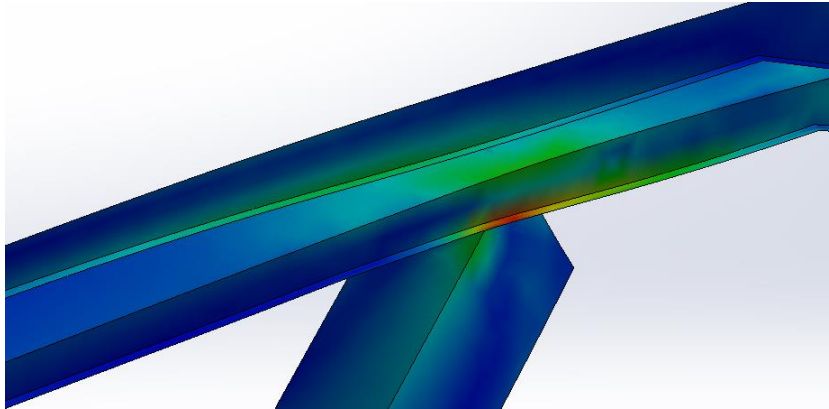


Figura 74. Tensión más desfavorable del chasis fijo.

El punto donde se encuentra la máxima tensión en SolidWorks no corresponde con el punto donde se encuentra la máxima tensión en los cálculos analíticos. Esto tiene una explicación, en los cálculos analíticos hemos supuesto que la barra en la que actúa la fuerza del cilindro era una barra biapoyada, pero en verdad, como hemos visto en el modelo en SolidWorks, esta barra está empotrada en el perfil en “C” del chasis fijo.

Por tanto en los cálculos analíticos no hemos tenido en cuenta el momento torsor que la barra en la que actúa la fuerza del cilindro transmite al perfil en “C”, lo que supone que este punto de unión entre las 2 barras sea el más desfavorable del sistema.

Después de realizar el análisis de tensiones vamos a centrarnos en el análisis de los desplazamientos. Vemos en la Figura 75 que el mayor desplazamiento que sufre nuestro chasis se produce en la parte posterior, 6.53 [mm], las barras tienden a cerrarse.

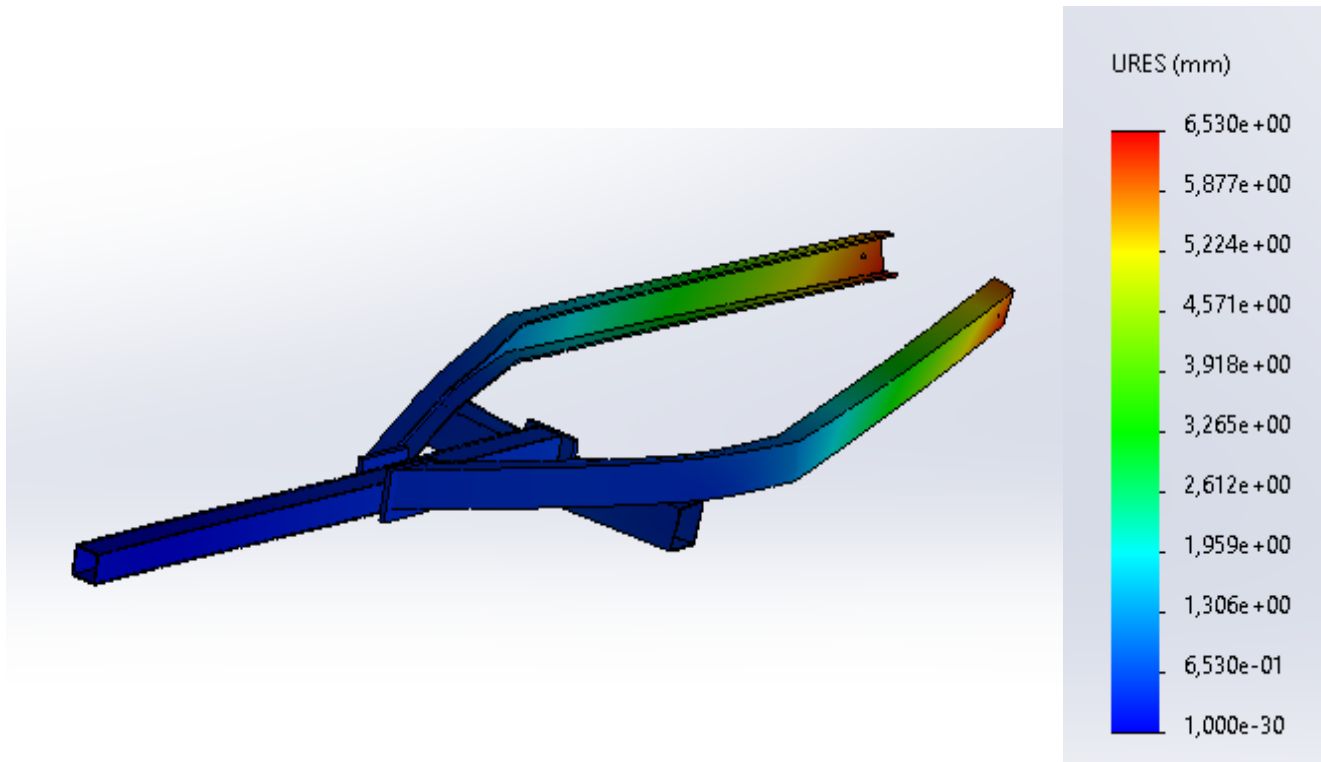


Figura 75. Resultado del análisis de desplazamientos del chasis fijo.

Si nos fijamos en los chasis reales, esta tendencia de las barras traseras del chasis fijo a juntarse no sería posible, ya que la posición de las plaquetas que unen los chasis, como vemos en la Figura 76, lo impediría. Esto ocurre porque hemos analizado los dos chasis por separado.

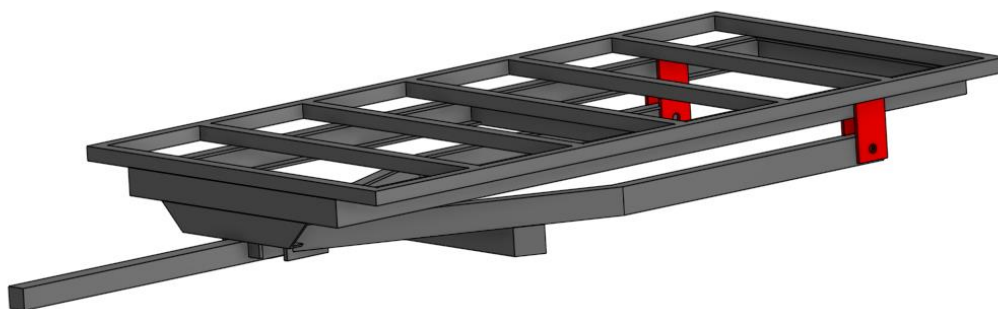


Figura 76. Chasis móvil y chasis fijo unidos por las plaquetas traseras.

Para realizar un estudio real de los desplazamientos del chasis fijo vamos a realizar una línea de partición en la zona en la que se encuentran las plaquetas que unen los chasis y vamos a imponer una sujeción de rodillo deslizantes para impedir cualquier desplazamiento en la dirección normal al apoyo. Vemos la línea de partición y el apoyo para evitar el desplazamiento deseado en la Figura 77.

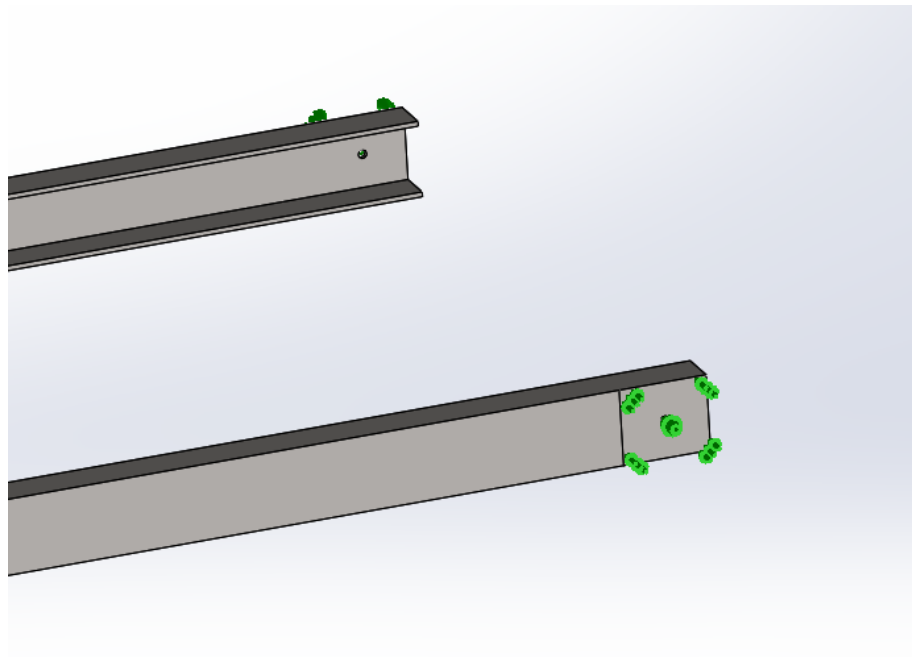


Figura 77. Línea de partición y sujeción para evitar el desplazamiento horizontal de las barras.

Una vez realizada esta modificación volvemos a mallar el conjunto y obtenemos los nuevos resultados de los desplazamientos, los cuales se asemejarán más a los reales. Vemos el resultado de los desplazamientos en la Figura 78.

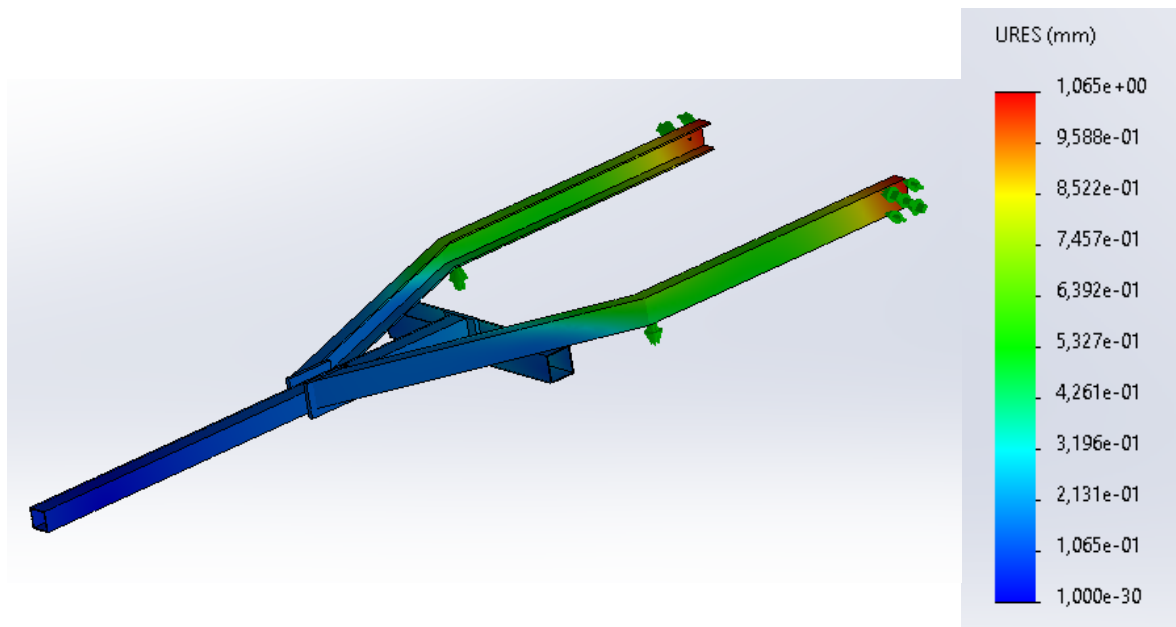


Figura 78. Desplazamientos del chasis fijo imponiendo las restricciones de las plaquetas.

El mayor desplazamiento sigue siendo en la parte posterior del chasis. Pero hemos pasado de un desplazamiento de 6.53 [mm] a un desplazamiento máximo de 1,06 [mm]. Además este desplazamiento será vertical, ya que las sujeciones que hemos impuesto impiden que la parte posterior del chasis se desplace horizontalmente.

COEFICIENTE DE SEGURIDAD:

Aplicando un factor de seguridad de 2 observamos que toda la pieza está por encima de ese valor excepto la parte de unión de la barra de perfil en “C” con la barra en la que actúa la fuerza del cilindro, la cual tiene un coeficiente de seguridad de 1,33. Observamos los resultados en la Figura 79.

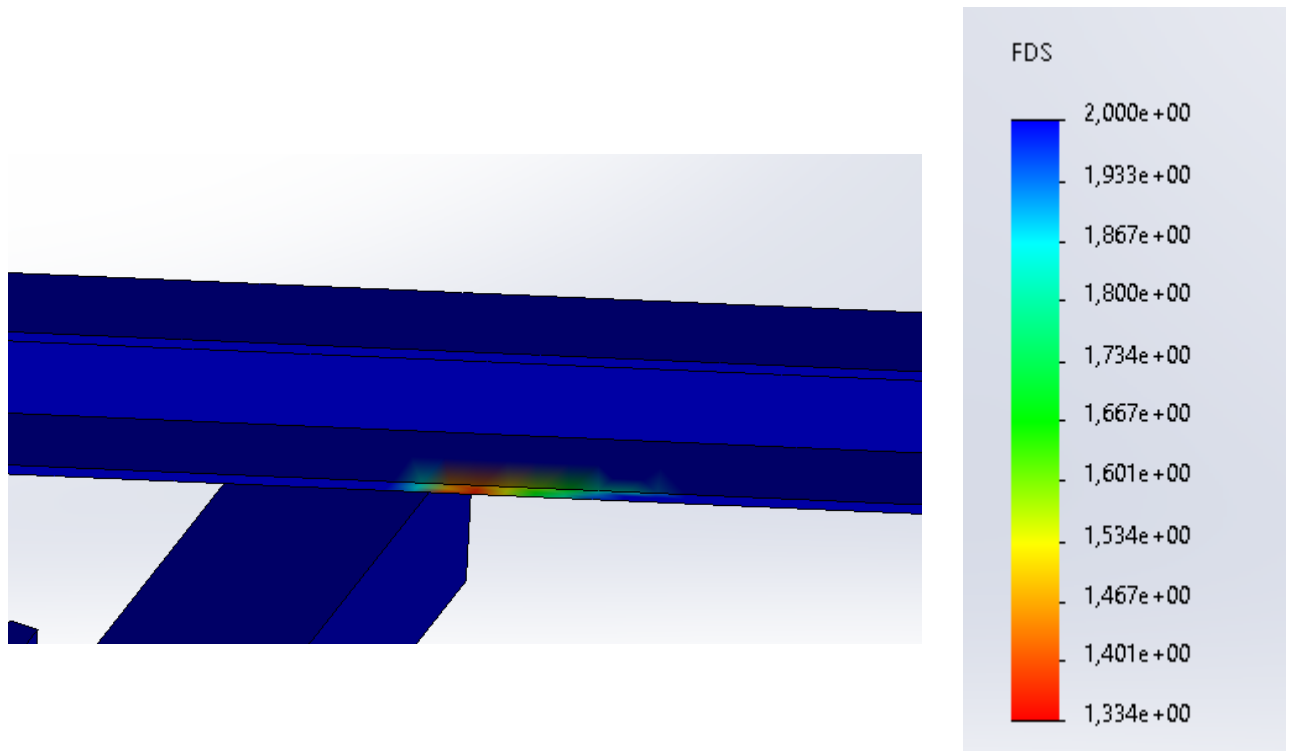


Figura 79. Resultado del modelo del chasis fijo aplicando un coeficiente de seguridad de 2.

ANEXO X: OPTIMIZACIÓN DEL MODELO EN SOLIDWORKS

Después de analizar nuestro modelo real en SolidWorks, en el ANEXO IX: SIMULACIÓN EN SOLIDWORKS, vamos a realizar una serie de comprobaciones, modificaciones y diferentes hipótesis de carga para intentar proponer un modelo de chasis alternativo que nos ofrezca mejores prestaciones que el chasis real.

X.I: Chasis Móvil

X.I.I HIPÓTESIS DE CARGA

En este apartado vamos a realizar un estudio intensivo del chasis móvil, realizando diferentes comprobaciones e hipótesis de cargas para poder proponer un modelo mejorado.

Vamos a estudiar cómo le afectan al chasis móvil cambios en la distribución de la carga real, 4410 [N]. Proponemos 3 supuestos diferentes.

1) Toda la carga aplicada en la parte delantera del chasis.

Podemos ver los resultados del supuesto 1 en la Figura 80.

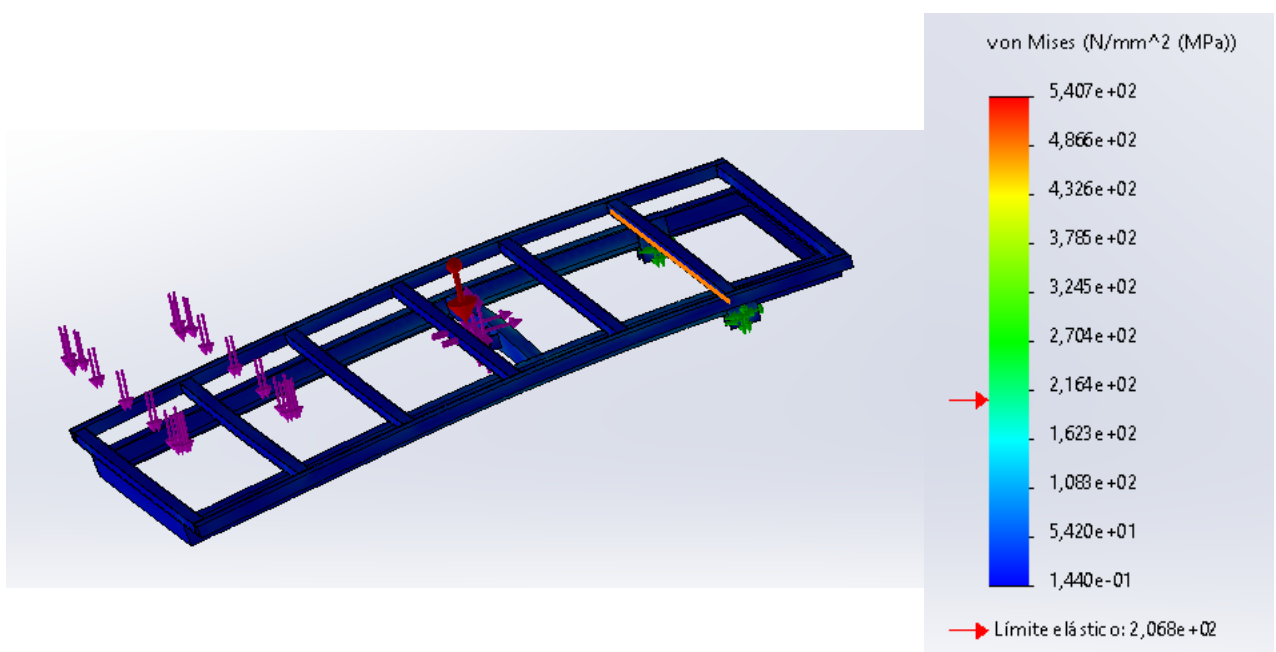


Figura 80. Resultados del supuesto 1. Carga aplicada en la parte delantera.

Vemos que aplicando toda la carga en la parte delantera del chasis móvil, el límite elástico del conjunto es de $540 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$, un valor muy por encima del límite elástico del material. Es decir, el chasis no podría soportar toda la carga en su parte delantera.

Pero si nos fijamos en la distribución de tensiones, observamos que el chasis en sí prácticamente no sufre, la única zona con tensiones superiores al límite elástico del material se encuentra en los puntos de apoyo, es decir, en las plaquetas que unen los chasis. Vemos el resultado de las tensiones en estas plaquetas en la Figura 81.

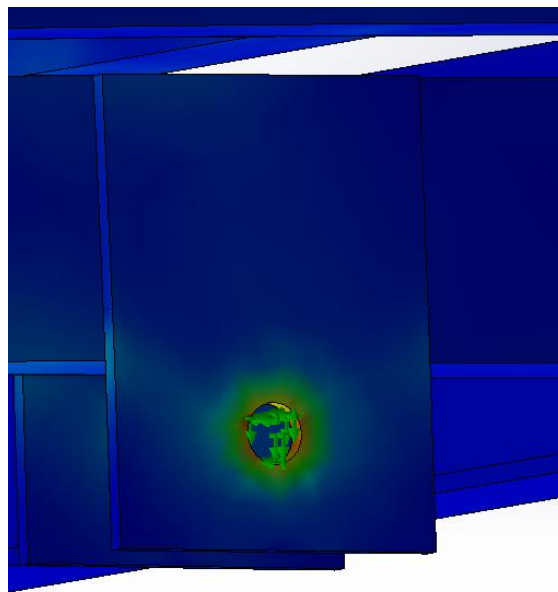


Figura 81. Resultado del análisis de tensiones en las plaquetas que unen los chasis.

Por tanto, simplemente aumentando la tensión admisible de estas plaquetas, bien variando sus dimensiones o cambiando el material, el chasis aguantaría sin ningún problema toda la carga aplicada en la parte delantera. Este estudio lo abordamos en el ANEXO X: OPTIMIZACIÓN DEL MODELO EN SOLIDWORKS.

2) Toda la carga aplicada en la parte central del chasis.

Podemos ver los resultados del supuesto 2 en la Figura 82.

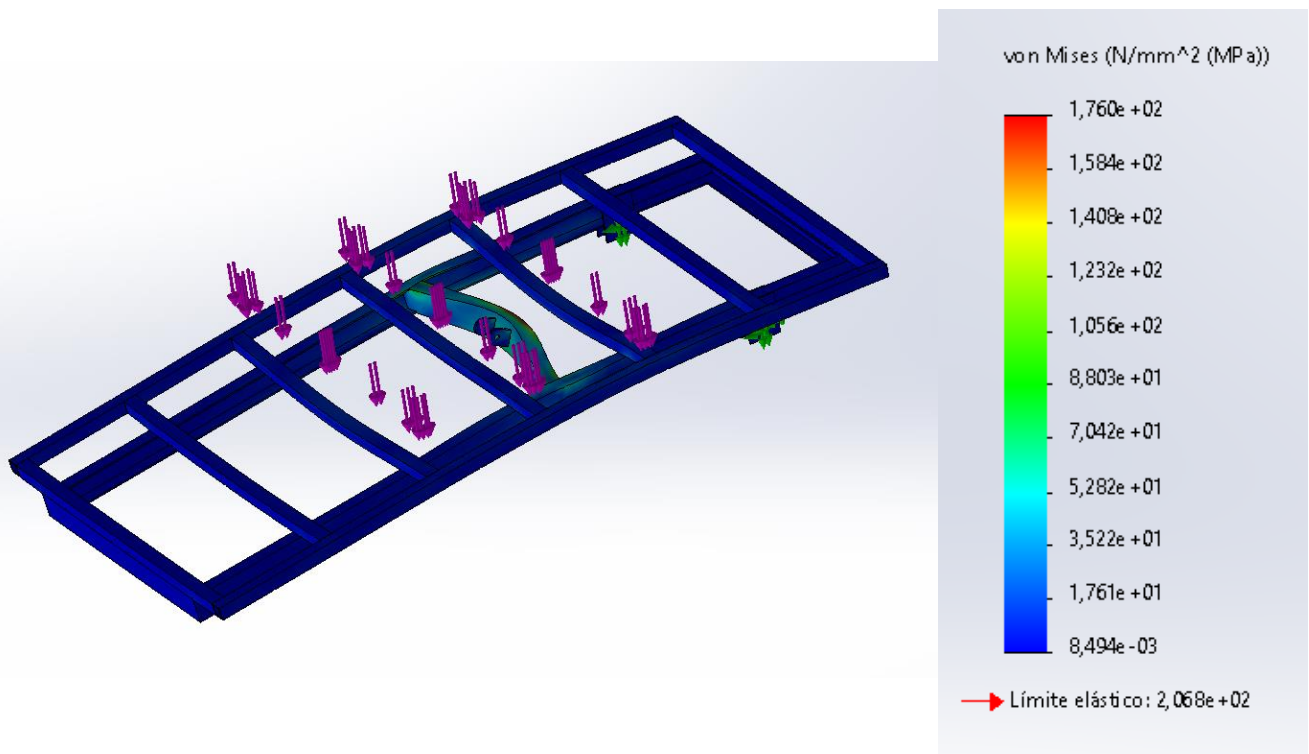


Figura 82. Resultados del supuesto 2. Carga aplicada en la parte central.

Vemos que aplicando toda la carga en la parte central, el límite elástico del conjunto es de $176 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$, valor por debajo del límite elástico del material. Es un valor muy similar al obtenido en el Anexo IX.I Estudio del chasis móvil, $175 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$, en el que hemos aplicado la carga distribuida uniformemente por toda la superficie del chasis.

Sin lugar a dudas a la hora de distribuir la carga en la superficie del chasis la mejor opción es intentar poner la mayor carga posible en la parte central.

3) Toda la carga aplicada en la parte posterior del chasis.

Podemos ver los resultados del supuesto 3 en la Figura 83.

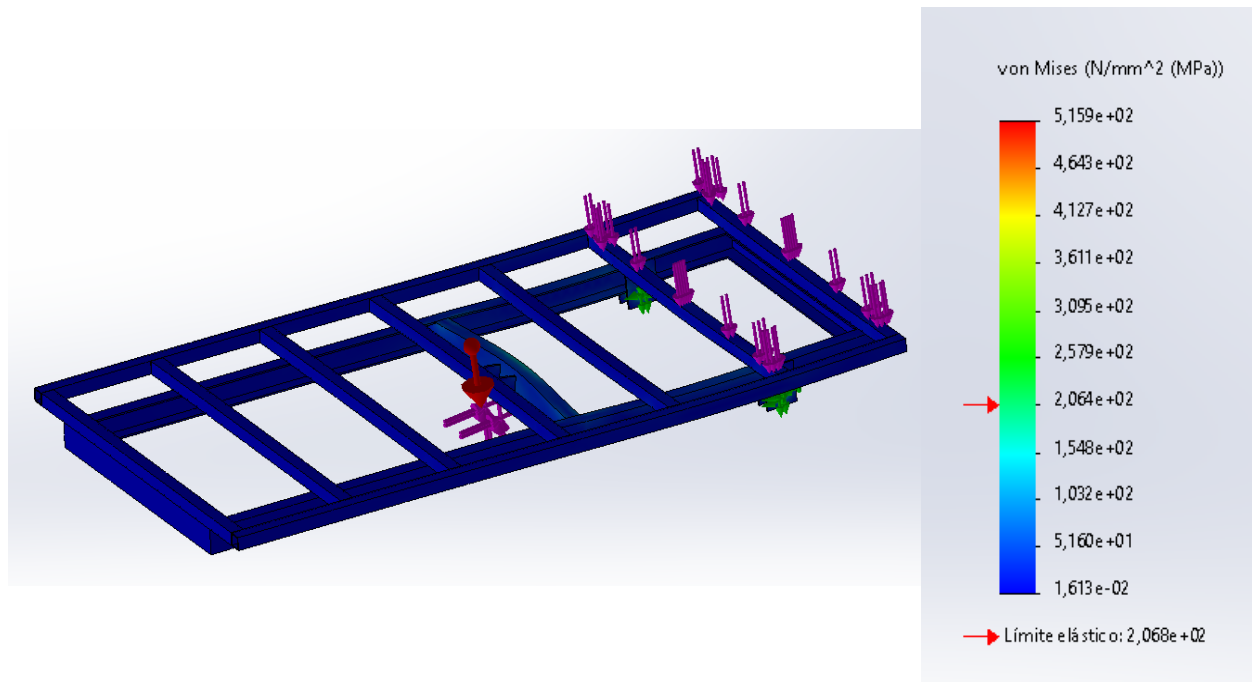


Figura 83 Resultados del supuesto 3. Carga aplicada en la parte posterior.

En este caso pasa exactamente lo mismo que en el supuesto 1, el límite elástico del conjunto es mucho mayor que el límite elástico del material, pero estos valores elevados solo se dan en los puntos de apoyo, es decir, en las plaquetas que unen los chasis. Por lo tanto, mejorando la tensión admisible de esta zona conflictiva, el chasis podría aguantar perfectamente toda la carga en su parte trasera, ya que exceptuando la zona de las plaquetas, el resto del chasis apenas sufre.



X.I.II OPTIMIZACIÓN

Una vez obtenidos los resultados del X.I.I HIPÓTESIS DE CARGA, vamos a proponer un modelo de chasis móvil alternativo al modelo real, que mejora sus prestaciones, realizando algunas modificaciones.

Vemos que las barras de perfil cuadrado en ninguna de las hipótesis calculadas sufren en exceso. Por lo tanto nuestra primera modificación para mejorar el modelo es cambiar el perfil de las 7 barras horizontales y de los 2 largueros de perfil cuadrado. Proponemos un perfil de 40x40x2 [mm], es decir, 1 [mm] menos de espesor que los perfiles reales.

La segunda modificación es reducir el espesor del perfil en "C" del larguero chasis. En vez de 5 [mm] de espesor que tiene el modelo real proponemos un perfil con las mismas dimensiones pero de 4 [mm] de espesor.

La tercera modificación que proponemos es aumentar el espesor de la barra en "C" en la que ejerce la fuerza el cilindro ya que es uno de los puntos de nuestro chasis que más sufre. Proponemos un perfil en "C" con las mismas dimensiones pero un espesor de 10 [mm] en vez de 7 [mm] como tenía anteriormente.

Y por último hemos realizado modificaciones en las plaquetas que unen los chasis. Como hemos visto en este propio anexo, si toda la carga está repartida en la parte superior o posterior del remolque, los puntos de apoyo del chasis móvil sufren mucho. Por lo tanto hemos aumentado la altura de las plaquetas de 100 [mm] a 120 [mm], hemos aumentado el espesor de 5 [mm] a 10 [mm] y hemos aumentado el diámetro del pasador de 10,5 [mm] a 15 [mm].

Vemos el análisis de tensiones del chasis modificado aplicando una carga distribuida por toda la superficie de 4410 [N] en la Figura 84.

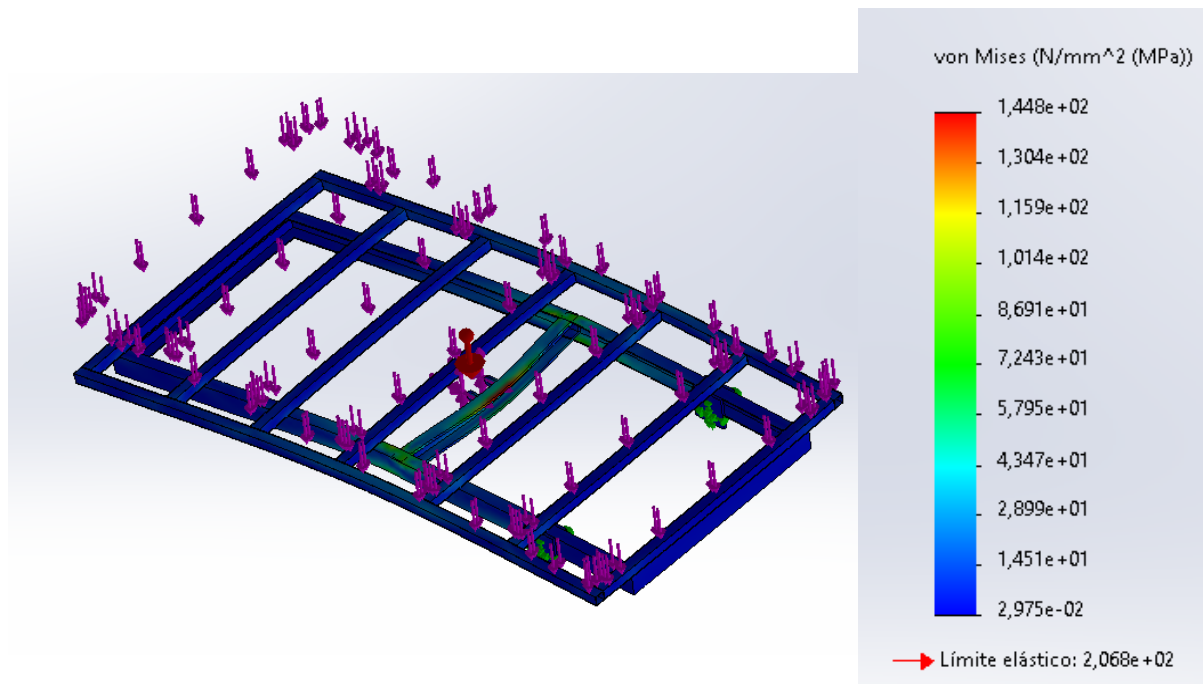


Figura 84. Resultado del análisis de tensiones del chasis móvil mejorado.

Vemos que la tensión más desfavorable del sistema tiene un valor de 144 [MPa]. En el Anexo IX.I Estudio del chasis móvil, hemos obtenido un valor de tensión de 175 [Mpa].

Realizando las modificaciones explicadas anteriormente hemos conseguido disminuir la máxima tensión 31 [MPa], por lo tanto hemos obtenido un modelo más resistente.

Ahora vamos a ver qué ocurre con este modelo mejorado cuando aplicamos toda la carga en la parte delantera o en la parte posterior del chasis.

Vemos en la Figura 85 los resultados del análisis de tensiones del chasis móvil mejorado al aplicar toda la carga de 4410 [N] en la parte delantera.

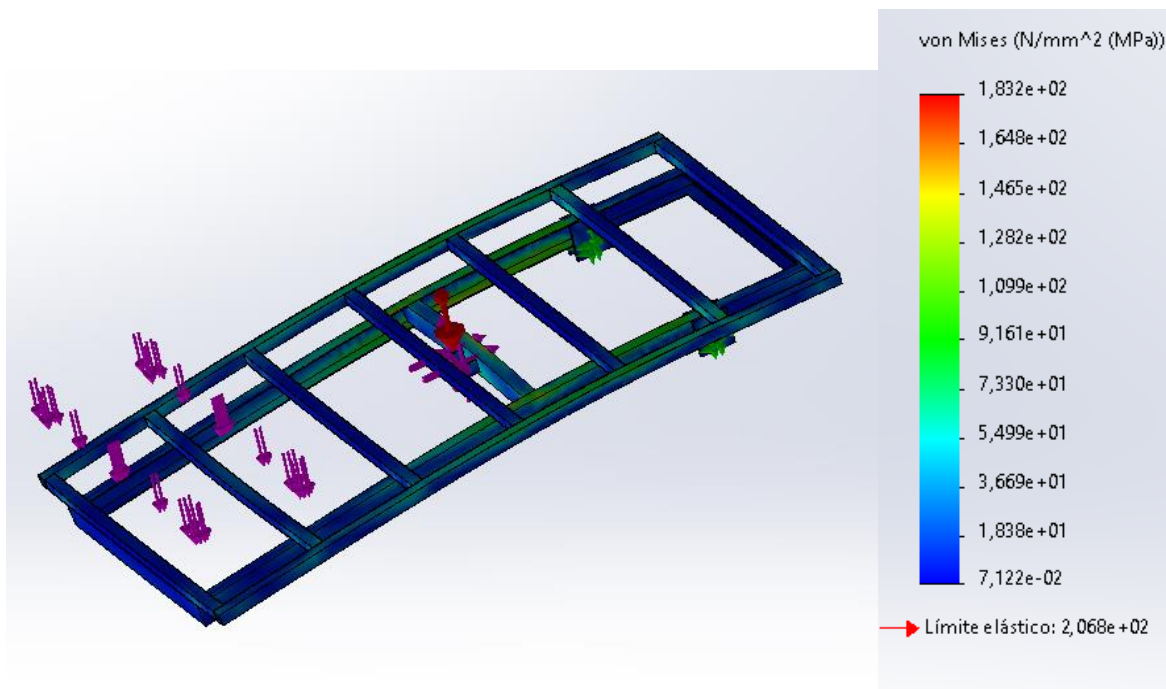


Figura 85. Resultado del análisis de tensiones del chasis móvil mejorado. Carga parte delantera.

Vemos que con estas modificaciones hemos conseguido que las tensiones que soporta el sistema sean menores que el límite elástico del material. El punto más desfavorable, como vemos en la Figura 86, sigue estando en los puntos de apoyo, es decir, en las plaquetas que unen los chasis. Pero con estas modificaciones hemos logrado disminuir mucho la tensión, hemos pasado de un valor de tensión de $540 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$, a un valor de $183 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$, por lo tanto, los cambios que hemos realizado en las plaquetas han sido excepcionales para mejorar la resistencia del chasis.

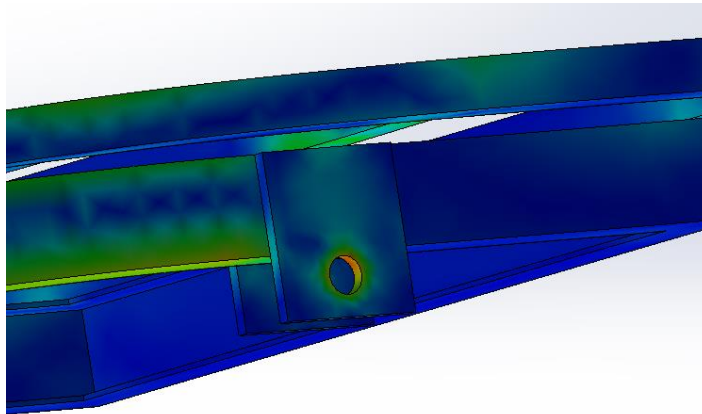


Figura 86. Detalle del análisis de tensiones en la plaqueta del chasis mejorado.

Vemos en la Figura 87 los resultados del análisis de tensiones del chasis móvil mejorado al aplicar toda la carga de 4410 [N] en la parte posterior. En este caso, la tensión que soporta el conjunto es ligeramente mayor que el límite elástico del material. Pero aun así, con estas modificaciones, hemos conseguido una gran mejoría, pasando en este caso de $227 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ a $176 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$. La parte más desfavorable siguen siendo las plaquetas que unen los chasis.

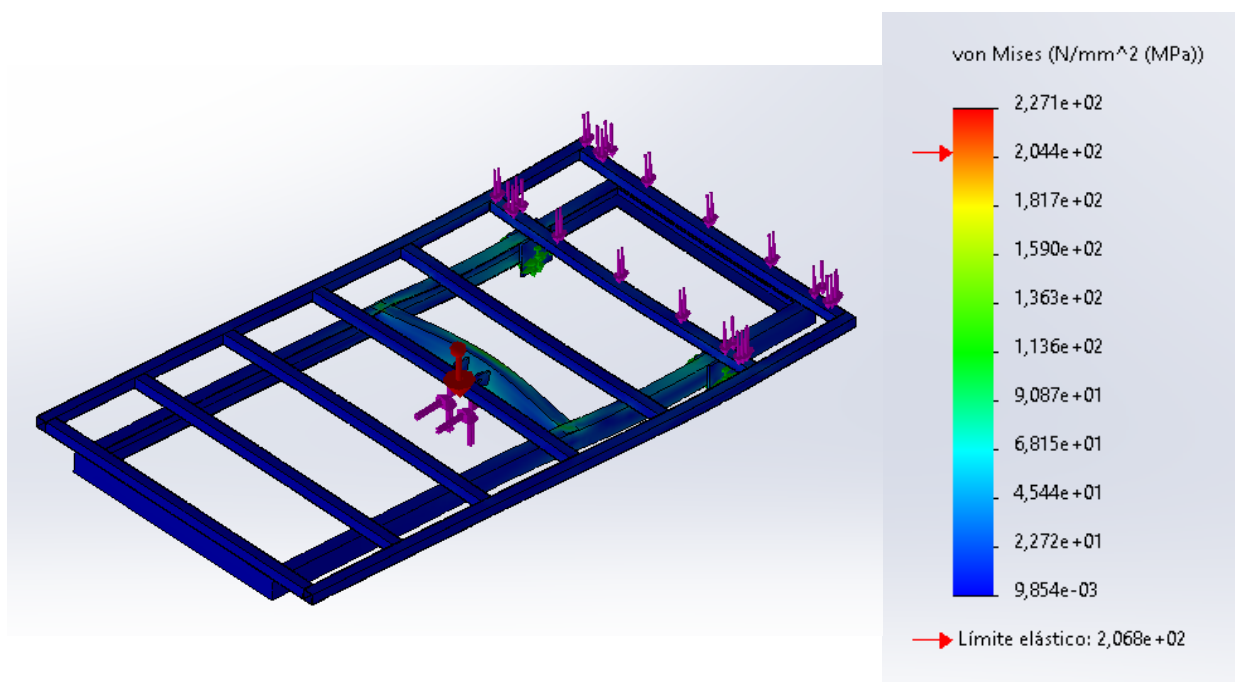


Figura 87. Resultado del análisis de tensiones del chasis móvil mejorado. Carga parte trasera.

Como conclusión podemos decir que la mejor manera de utilizar nuestro remolque es colocar la carga lo más centrada posible, ya que si se coloca toda la carga en los extremos los puntos de apoyo sufren mucho. Si no se puede colocar toda la carga en el centro lo mejor es distribuirla de la manera más uniforme posible por toda la superficie de carga.

Otro aspecto importante es que a través de estas modificaciones hemos obtenido un modelo más ligero, ya que utilizamos menos material al haber reducido algunas de las dimensiones de los perfiles. El programa SolidWorks tiene una opción para calcular el peso del modelo realizado. Vemos en la Figura 88 el peso del chasis móvil real y en la Figura 89 el peso del chasis móvil optimizado.

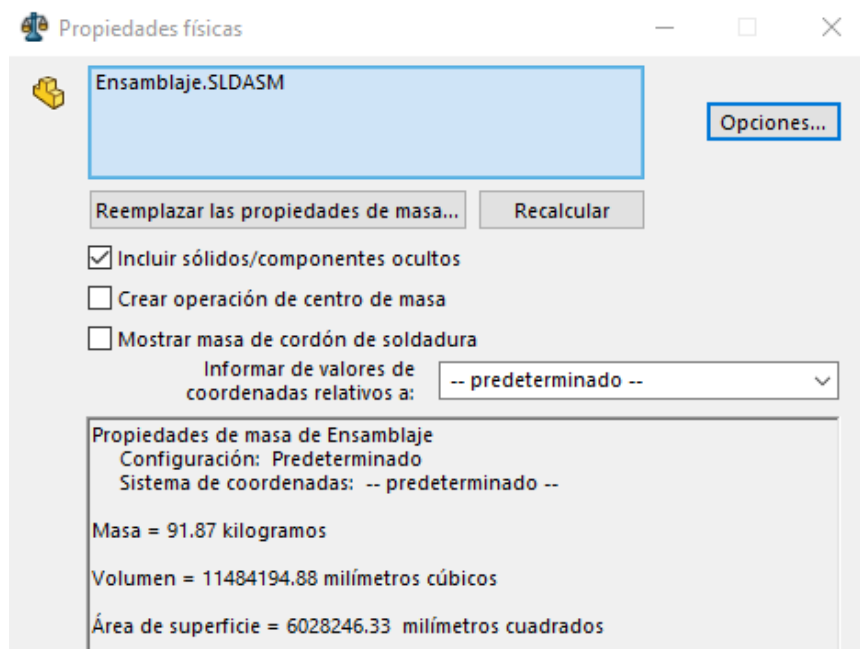


Figura 88. Propiedades físicas del chasis móvil real.

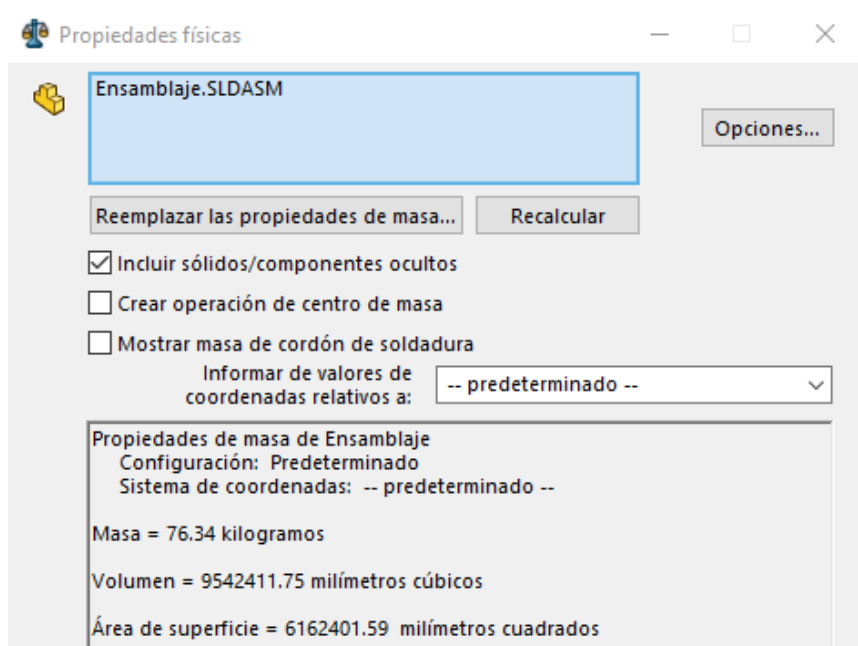


Figura 89. Propiedades físicas del chasis móvil optimizado.

Vemos que hemos pasado de un chasis de 91,87 [Kg] a un chasis de 76,34 [Kg]. Esta diferencia de peso de 15,53 [Kg] nos puede permitir aumentar la carga que puede llevar el remolque sin infringir la ley de peso máximo y teniendo las mismas prestaciones que el remolque real.

Pasamos de llevar una carga de 4410 [N] a poder llevar una carga de 4560 [N]

X.II: Chasis Fijo

Basándonos en los resultados obtenidos en el Anexo IX.II Estudio del chasis fijo, vamos a proponer un modelo de chasis fijo alternativo que mejore las prestaciones del chasis fijo real.

Vemos que tanto la barra en la que se aplica la fuerza del cilindro como la barra delantera del chasis apenas sufren, soportan tensiones mucho menores que el límite elástico del material. Por lo tanto proponemos los siguientes cambios:

- Reducir el espesor de la barra de perfil cuadrado de 80x80 [mm], de 3 [mm] de a 2 [mm].
- Reducir el espesor de la barra de perfil cuadrado de 60x60 [mm], de 3 [mm] de a 2 [mm].

También observamos que la barra que más sufre es la barra curva de perfil en "C" en la parte en la que esta se une con la barra en la que se aplica la fuerza del cilindro. Por lo tanto proponemos un aumento de espesor de este perfil de 5 [mm] a 7 [mm].

Los resultados del análisis de tensiones del chasis fijo con las modificaciones propuestas es el representado en la Figura 90.

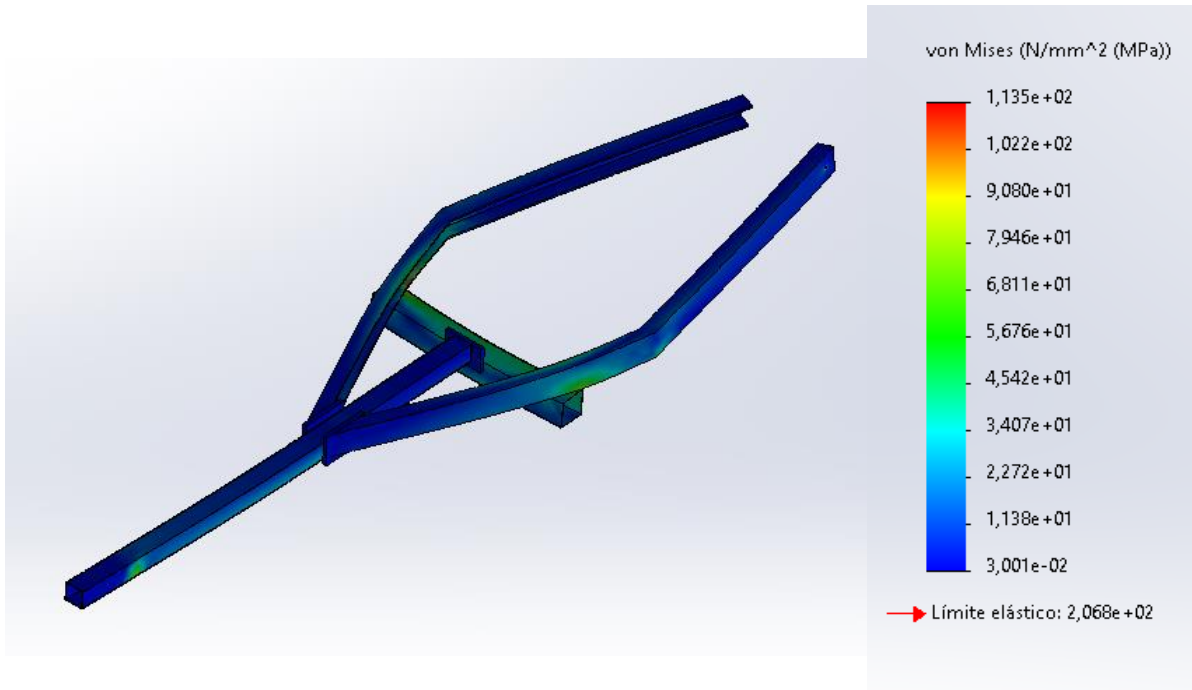


Figura 90. Resultado del análisis de tensiones del chasis fijo mejorado.

Vemos que la tensión más desfavorable del sistema tiene un valor de 113,5 [MPa]. En el Anexo IX.II Estudio del chasis fijo, hemos obtenido un valor de tensión de 155 [Mpa].

Realizando las modificaciones explicadas anteriormente hemos conseguido disminuir la máxima tensión 41,5 [MPa], por lo tanto hemos obtenido un modelo más resistente.

Aunque hayamos reducido el peso del chasis móvil, como hemos aumentado la máxima carga que podemos llevar, las reacciones que actúan sobre el chasis fijo producidas por el chasis móvil son las mismas.

Para terminar la optimización, como ocurría en el chasis móvil, al modificar los perfiles de las barras hemos conseguido un chasis más ligero. Vemos en la Figura 91 el peso del chasis fijo real y en la Figura 92 el peso del chasis fijo optimizado. Hemos pasado de un chasis de 44,1 [Kg] a un chasis de 40,05 [Kg].

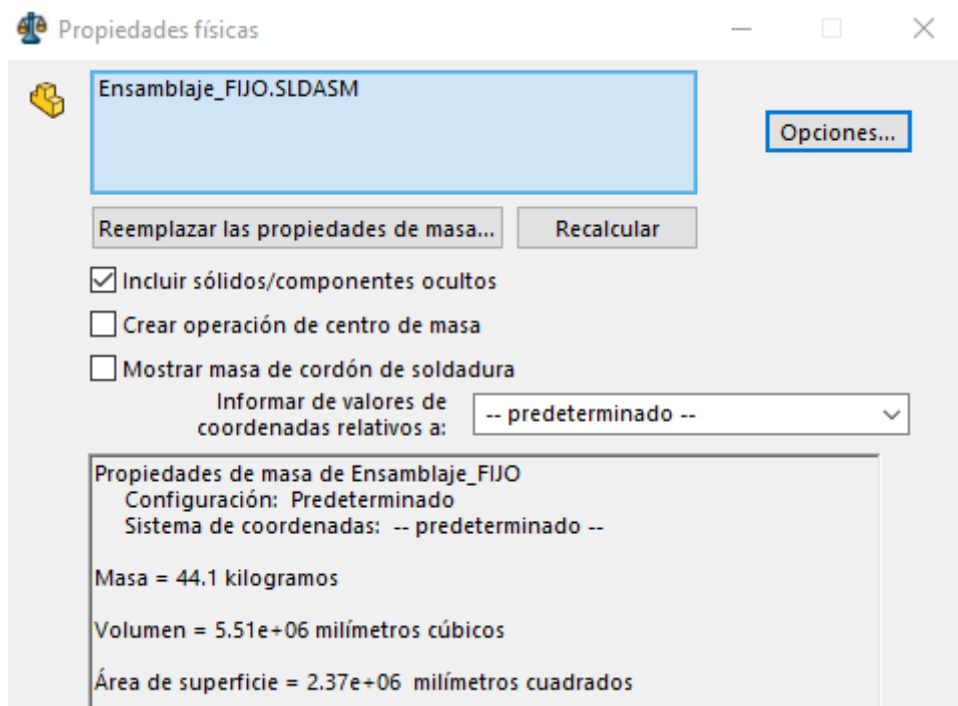


Figura 91. Propiedades físicas del chasis fijo real.

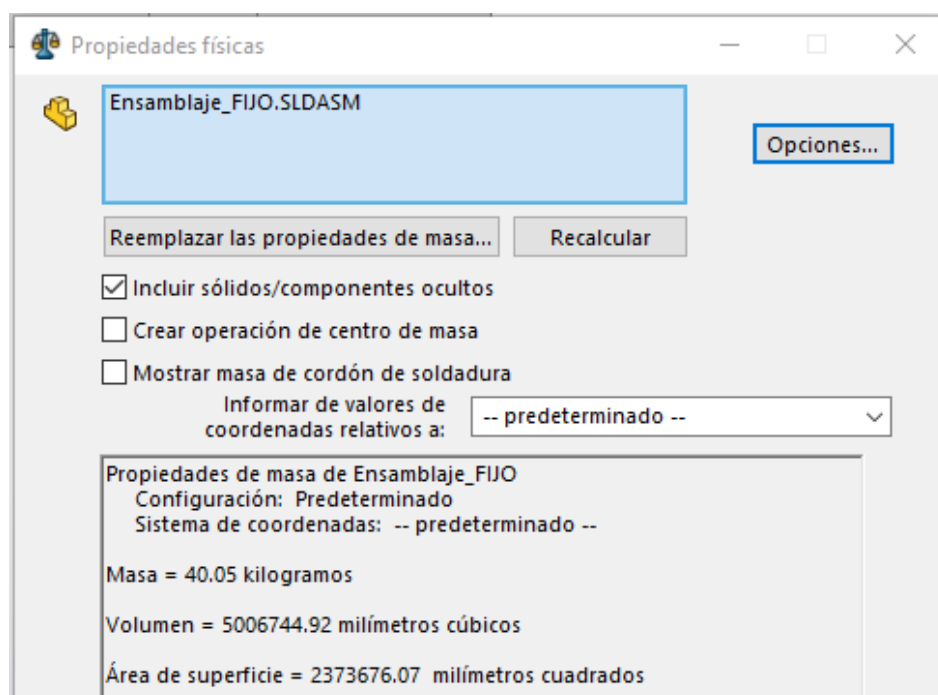


Figura 92. Propiedades físicas del chasis fijo optimizado.